

論文 / 著書情報
Article / Book Information

題目(和文)	事故時の車両衝突加速度に基づく乗員傷害予測
Title(English)	
著者(和文)	片桐麻衣佳
Author(English)	Maika Katagiri
出典(和文)	学位:博士(工学), 学位授与機関:東京工業大学, 報告番号:甲第9197号, 授与年月日:2013年3月26日, 学位の種別:課程博士, 審査員:宮崎 祐介
Citation(English)	Degree:Doctor (Engineering), Conferring organization: Tokyo Institute of Technology, Report number:甲第9197号, Conferred date:2013/3/26, Degree Type:Course doctor, Examiner:
学位種別(和文)	博士論文
Type(English)	Doctoral Thesis

平成 24 年度 学位論文

事故時の車両衝突加速度に基づく乗員傷害予測

東京工業大学 大学院情報理工学研究科 情報環境学専攻

学籍番号 10D54121
氏 名 片桐 麻衣佳

目 次

第 1 章 結 論.....	1
1.1 研究の背景.....	1
1.1.1 自動車事故被害の推移と現状.....	1
1.1.2 交通事故に関する安全対策.....	2
1.2 従来の研究.....	4
1.3 本研究の目的.....	6
1.4 本論文の構成.....	8
参考文献.....	8
第 2 章 衝突解析モデルと傷害解析モデルの概要および妥当性評価	11
2.1 緒 言.....	11
2.2 車両有限要素モデルを用いた衝突解析モデル	12
2.2.1 車両有限要素モデル.....	12
2.2.2 衝突解析モデル.....	13
2.2.3 解析結果の処理方法.....	15
2.2.4 衝突試験による妥当性評価.....	17
2.3 乗員・客室マルチボディモデルを用いた傷害解析モデル	21
2.3.1 乗員・客室モデル.....	21
2.3.2 傷害解析モデル.....	23
2.3.3 解析結果の処理方法.....	24
2.3.4 衝突試験による妥当性評価.....	24
2.4 結 言.....	33
参考文献.....	34
第 3 章 車両衝突加速度に基づいた衝突形態の分類および判別	37
3.1 緒 言.....	37
3.2 パターン認識およびクラスター分析.....	38
3.3 衝突解析モデルによる衝突データベースの作成.....	39
3.3.1 衝突パラメータ	39
3.3.2 車両衝突加速度.....	40
3.3.3 車体損傷.....	45
3.4 車両衝突加速度の階層的クラスター分析による衝突形態の分類	47

3.4.1	車両衝突加速度の階層的クラスター分析	47
3.4.2	各階層における各衝突形態の特徴	50
3.4.3	車両衝突加速度の特徴に基づいた衝突形態	53
3.5	車両衝突加速度に基づいた衝突形態の判別	54
3.5.1	事故発生時の衝突形態判別の流れ	54
3.5.2	衝突形態判別手法の車両相互衝突への適用	55
3.6	結 言	61
	参考文献	62
第 4 章	客室変形と車両衝突加速度の相関の分析	65
4.1	緒 言	65
4.2	衝突データベースにおける車体・客室変形	66
4.2.1	車体前部およびサイドメンバーの変形	67
4.2.2	ブレーキペダル変位時刻歴	71
4.3	客室変形と車両衝突加速度の相関	76
4.3.1	客室変形パラメータの定義	76
4.3.2	衝突形態別の客室変形パラメータとデルタ V の関係	77
4.3.3	各衝突形態の客室変形の特徴	79
4.4	客室変形と車両衝突加速度の相関の検証	80
4.4.1	車両相互衝突への適用	80
4.5	結 言	85
	参考文献	86
第 5 章	車両衝突加速度および客室変形に基づいた乗員傷害予測式の構築	87
5.1	緒 言	87
5.2	傷害発生メカニズムおよび傷害リスクカーブ	88
5.2.1	頭部傷害	88
5.2.2	胸部傷害	91
5.2.3	下肢傷害	92
5.3	傷害解析モデルによる傷害データベースの作成	93
5.3.1	様々な衝突における衝突加速度および客室変形	93
5.3.2	乗員挙動	95
5.3.3	乗員傷害	105
5.4	乗員傷害予測式の導出と妥当性検証	108
5.4.1	傷害データベースに基づく乗員傷害予測式の導出	108
5.4.2	衝突試験による妥当性の検証	110
5.5	車両衝突加速度に基づいた乗員傷害の予測	113
5.5.1	事故例の選定と概要	113
5.5.2	傷害予測結果および既存の傷害予測技術との比較	117

5.6 結 言.....	121
参考文献.....	122
第 6 章 結 論.....	125
6.1 本研究で得られた成果.....	125
6.2 今後の課題と展望.....	128
謝 辞	131

第 1 章

緒 論

1.1 研究の背景

1.1.1 自動車事故被害の推移と現状

自動車の歴史⁽¹⁾は事故の歴史でもある。1769 年のフランスで、蒸気機関を動力とする世界初の自動車が走ったが、翌年には、これも世界初となる自動車事故を起こした。19 世紀末にガソリンエンジン式自動車が発明され、20 世紀にはその大量生産が始まった。また、自動車は多くの国において豊かさの象徴ともされ、経済の発展とともに自動車保有台数は伸び続けた。人間社会に広く普及した自動車は、より遠くへ、より早くと、人類の移動に革命を起こすとともに、人力をはるかに超えた馬力を持つ走る凶器として、多くの尊い命を奪い、多大な損害をもたらしてきた。

日本の交通事故による死・負傷者数、事故件数⁽²⁾、および自動車保有台数⁽³⁾の推移をFig. 1.1 に示す。日本では、第二次大戦後の 1950 年代から、死者数および負傷者ともに著しく増大し、1970 年にはそれぞれ 16,765 人、981,096 人に達した（第一次交通戦争）。その後、1979 年には死者数および負傷者は、8,466 人、596,282 人までそれぞれ減少した。しかし、自動車保有台数が増加を続けると共に、死傷者数は増大に転じた（第二次交通戦争）。1990 年代には死者数は再び減少に転じ、2009 年には死者数は 5,000 人を割り込んだ。一方、事故件数と負傷者数は 2000 年ごろまで増加を続け、2006 年に減少に転じた。しかし、2011 年の交通事故における死傷者数と事故件数は 854,493 人、691,937 件と依然として高い水準にある。また、交通事故による経済的損失については、2004 年度において 6 兆 7 千億円に上るとの試算がある⁽⁴⁾。

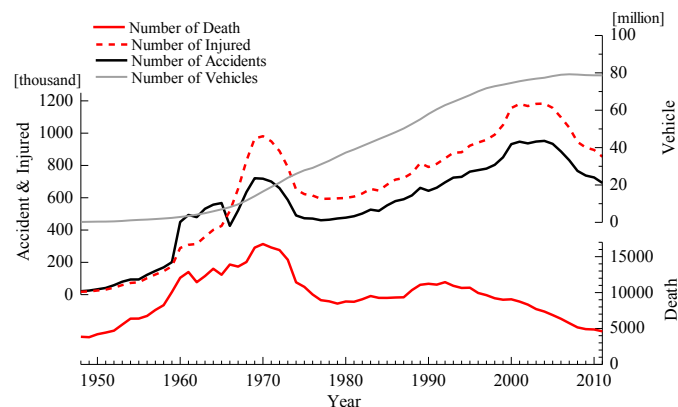


Fig. 1.1 Trend in numbers of traffic accidents, deaths, injuries⁽²⁾ and vehicles⁽³⁾ in Japan

1.1.2 交通事故に関する安全対策

交通事故の発生の時系列ごとの安全対策は、予防安全、衝突安全、衝突後安全の3つに大別できる。予防安全にはインフラ整備や法整備、安全教育などが含まれ、主に行政が担う。衝突安全は、車体構造やシートベルトなどの乗員拘束・保護装置などが含まれ、自動車メーカーに代表される工学分野が担う。衝突後安全は、救命救急などが含まれ、医療が担う。

第一次交通戦争と呼ばれた頃の死傷者数の増加は、自動車社会化の急速な進展に対して交通安全施設が不足していたこと、車両の安全を確保する技術が未発達であったこと、交通社会の変化に対する人々の意識が遅れていたことなどが要因と考えられる。交通安全の確保は急務の社会問題となり、1970年に交通安全対策基本法が制定され、官民一体となって交通安全対策に取り組む体制が構築された。信号機、道路標識などの交通安全施設は、1966年に制定された緊急措置法の下、緊急に整備された⁽⁵⁾。自動車用シートベルトは、1969年に運転席への装着義務が法整化され、1971年にはその着用が努力義務とされた⁽⁶⁾。交通安全思想の普及の面では、1960年代後半に、交通反則通告制度、運転免許の点数制度、普通免許に係る路上試験制度などが次々と導入され、交通巡視員の設置や交通警察官が増員された⁽⁵⁾。死傷者数、事故件数が再び増加を始めたために（第二次交通戦争）、さらなる安全対策が実施された。各種法整備により、シートベルト着用率⁽⁷⁾およびエアバッグの普及率⁽⁸⁾が上昇した。また、自動車の安全性能に関する情報提供（自動車アセスメント）事業が開始されたことが、自動車の安全性能向上を後押しした⁽⁹⁾。2000年代後半の事故件数、負傷者数の減少は、飲酒運転の厳罰化や危険認知速度（事故直前の速度に相当）の低下が要因とされている。また近年、自動車メーカー各社は、予防安全へも範囲を広げ、各種センサを活用した事故を未然に回避する技術の開発に取り組んでいる⁽¹⁰⁾。また、情報制御による安全技術 Intelligent Transport System (ITS) は、情報通信技術の発展にともない開発が進められ、近い将来には、災害・事故や渋滞時に社会的利益のために個々の車両の多様な情報が活用されると予想される。

このように、予防安全、衝突安全対策の効果などにより、死傷者数、事故件数は減少してきたが、依然として毎年5,000人近くもの尊い命が奪われている。また、超高齢化の進む日本では、高齢者の運転乗員ならびに歩行者の関連する事故が増加すると予想されている⁽⁷⁾。こうしたことから、日本政府は2016年までに死者数を3,000人まで減らし世界一安全な道路交通を実現するとの目標を掲げている⁽¹¹⁾。交通事故被害のさらなる低減のためには、工学分野が予防安全へ対象を広げたように、医学と工学が連携した衝突後安全対策を講じることが考えられる。

衝突後安全の現状として、救急自動車による救急出動件数は毎年500万件を超えこのうち交通事故によるものは約10%と高水準にある⁽⁷⁾。救急出動件数は、過去10年で約30%増加し、覚知から病院収容までに35分以上を要し、今後も人口が減少傾向にある中、増加を続け600万件を超えると見込まれている⁽¹²⁾。また、適切な治療がなされたならば救命可能と思われた外傷患者が結果的に死亡する Preventable Trauma Death (PTD)^{*}は、日本において38.6%にも上るとの報告がある⁽¹³⁾。外傷死を減少させるには、受傷後数分から数時間のいわゆるゴールデンタ

^{*} RTS（生理学的重症度）と ISS（解剖学的重症度）を用いて算出される予測生存率が50%以上の症例のうち、急性硬膜下血腫または80歳以上の症例を除いた症例。外傷治療の質を表す指標として用いられる。

イムに、迅速なトリアージ*と治療を行うことが必要である⁽¹⁴⁾。ここで対象となる外傷は、急性硬膜外、下血腫、血気胸、脾臓破裂、肺損傷、骨盤骨折、大量出血を伴う多発外傷などのいわゆる重傷である。受傷後数秒から数分以内の死亡（即死）例は扱われない。なお、前面衝突では、側面衝突や追突などと比較して、死亡・重傷発生割合が最も高い。日本で発生した車両相互の正面衝突事故において死亡、重傷発生事故の割合は、2011 年中はそれぞれ 2.7%、15.1% と他の衝突の 2～20 倍であり（Fig. 1.2），過去数年にわたってこの傾向が続いている⁽¹⁵⁾。したがって、交通事故（特に前面衝突）の救命救急では、事故発生後から通報、搬送を経て治療開始までの時間を短縮することが極めて重要であり、さらにトリアージを補助する情報である衝突の程度などを治療者に伝達することも重要である。

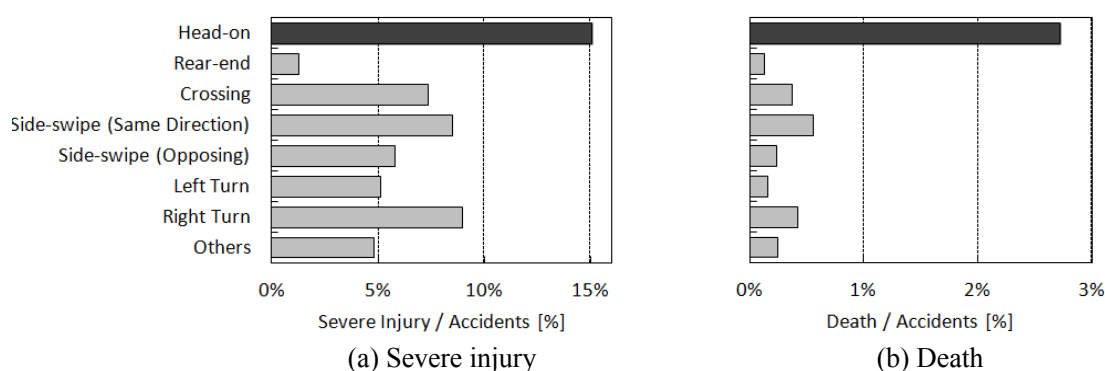


Fig. 1.2 Rate of severe injury and death among accidents in Japan in 2011 ⁽¹⁵⁾

事故発生後に当事者や目撃者が通報する場合には、通報までに時間を要し、発生場所の伝達が不明瞭になる可能性がある。そこで、エアバッグを展開させるための衝突検知技術、カーナビゲーションの位置情報取得・通信の技術を、通報・救助に生かすことが考えられた。負傷者の早期救出および事故処理迅速化のために、事故発生後に車載装置を通じて発生場所の位置情報を通報する緊急通報システムの拡充および現場急行支援システム（ACN: Automatic Collision Notification）の整備が図られている⁽⁷⁾⁽¹¹⁾。一部の高級車にて実用・運営化され⁽¹⁶⁾、海外では法制化の動きも見られる。欧州委員会（EU: European Commission）は 2015 年までに欧州版 ACN として eCall を EU 内全域に整備する目標を立て⁽¹⁷⁾、ロシアでは 2013 年以降の新型車両に ACN の搭載を義務づける法案が提出されている⁽¹⁸⁾。

さらに、治療開始時間を早めることに加えて、負傷者の受傷程度に合わせた医療施設への搬送も、死者数の低減につながると考えられる。通報に加えて、車載装置の記録する衝突速度やシートベルト着用状況などの情報から、乗員の受傷程度を予測し通報するシステム（AACN: Advanced Automatic Collision Notification）の構想が掲げられている⁽¹⁹⁾。車載装置（EDR: Event Data Recorder）は、エアバッグの展開をトリガとして、車載各センサの情報を収集・記録するもので、元来、事故分析の充実と車両安全対策の向上を目的として導入された。国土交通省は、全車両への搭載に向けた検討を進め、技術要件⁽²⁰⁾を定めている。この技術要

* 患者の状態を迅速に評価し、治療の優先順位を損傷状況、バイタルサインなどから決定すること。

件には、衝突前後の車両速度差（デルタ V^* ）、シートベルト装着有無、縦・横方向加速度などが含まれている。このように事故情報を収集する仕組みが整ってきた中で重要となるのは、その事故情報から乗員傷害に影響を及ぼす因子の情報を取り出し、乗員の受傷程度を瞬時に正確に予測する方法を構築することである。

1.2 従来の研究

乗員傷害予測手法として、大規模な実事故データベースを統計分析する、いわゆる疫学的手法が一般的である。米国運輸省道路交通安全局（NHTSA: National Highway Transport Safety Administration）の運営する実事故データベースには、数万件の事故記録が蓄積されている。受傷状況などが記録されている⁽²¹⁾。Malliaris ら⁽²²⁾は、この事故例を統計分析して、デルタ V 、乗員保護装置の作動状況、衝突方向、車体変形程度、乗員年齢などが傷害と関連のある因子であることを報告した。Augenstein ら⁽²³⁾は、事故データを前面衝突、側面衝突、追突に振り分けてそれぞれ統計分析し、衝突の種類別にデルタ V と重傷発生確率の関係を求めた。ここで、衝突方向を検知する技術は既に実用化され、いずれのエアバッグを展開させるべきかの判断に用いられている。この衝突方向検知と衝突方向別の傷害予測式を組み合わせ、URGENCY Algorithm として実用化されている⁽²⁴⁾。衝突速度と相関のあるデルタ V が増大すると、重傷発生確率も上昇するが、その関係は衝突の方向によって異なる（Fig. 1.3）。この手法の問題点として、傷害発生メカニズムを考慮していないこと、各衝突の種類の中の様々な衝突形態を考慮していないこと、統計分析に必要となる大量のデータを取得・更新するには多大な労力と時間を要すること、データ中の過去の車両は現在および未来の車両と整合しないこと、が挙げられる。

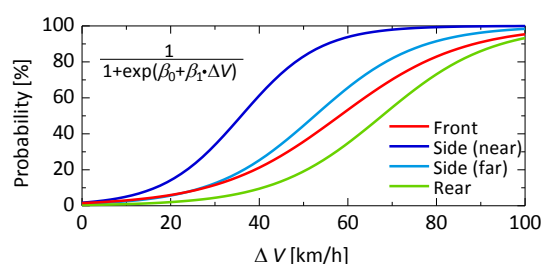


Fig. 1.3 URGENCY Algorithm for frontal, near-side, far-side, and rear collisions⁽²³⁾

傷害発生メカニズムとは、生体への負荷（自動車の場合は力学的な負荷）から傷害に至るプロセスを説明する。前面衝突の場合、車両には減速度が生じ、また車両前面は衝突エネルギーを吸収して変形する。シートベルトは乗員の前方への投げ出しを防ぎ、エアバッグは客室内との直接衝突を防止し乗員へ作用する衝撃力を低減する。このようにして、乗員へは、車両衝突の減速度、シートベルトやエアバッグから受ける力、避けられなかった客室内との接触による

* 加速度の積分により算出される。車両の単位質量当りの運動量変化で、衝突の激しさの程度を表す。

力が働く (Fig. 1.4). このうち、客室変形は、特に、下肢傷害の影響が顕著であることが報告されている⁽²⁵⁾. 一般に、圧迫により組織の弾性耐性を超えると骨折などが生じ、体内に衝撃波が生じて粘性耐性を超えると内臓などが損傷し、慣性力によっては内部組織が断裂すると考えられている⁽²⁶⁾. したがって、傷害発生メカニズムを考慮した乗員傷害予測手法を構築するためには、乗員に作用する衝撃を正確に把握する必要がある. しかし、事故データベースには、衝突の終了時点での情報のみが記録されているため、どのような衝撃に対して乗員がどのように反応して傷害が発生したかは不明である.

前面衝突には主に 6 つの衝突形態があり⁽²⁷⁾, 衝突形態が異なると乗員傷害が異なることが報告されている. NHTSA は、エアバッグの展開した前突において運転乗員がシートベルトを着用していたにも関わらず重傷を負った 112 の事故事例を分析し⁽²⁸⁾, フロントサイドメンバーの衝突への関与を観点として次 6 つの衝突形態を定めた: フルラップ衝突, オフセット衝突, 斜め衝突, すれちがい衝突, ポール衝突, アンダーライド衝突 (Fig. 1.5). 前面衝突では、バンパービームは左右サイドメンバーを連結し、車両前面に受けた荷重を伝達する役割を担う (Fig. 1.6). 荷重を受けた左右のサイドメンバーは、衝突の前半では軸方向に座屈し、後半では曲げ変形することによってエネルギーを吸収する. フルラップ衝突では、左右サイドメンバーが衝突に関与しているために、その衝撃吸収能力が十分に発揮させる. しかし、衝突エネルギーが非常に大きいとサイドメンバーの能力を超えるために乗員に大きな衝撃が加わるために重症が発生する. オフセット衝突では、一方のサイドメンバーのみが衝突に関与するために十分に衝突エネルギーが吸収されない. 斜め衝突では、一方のサイドメンバーにその軸方向とは異なる方向に衝撃荷重が伝わる. サイドメンバーはその軸方向に荷重が加わると軸圧壊や曲げ崩壊などにより衝撃を吸収するように設計されているので、斜め衝突の場合には十分にその能力が発揮されない. すれちがい衝突では、車両の側面が挟り取られるように衝突対象と接触するために、衝撃吸収を担う車体構造は無いに等しい. ポール衝突では、車両正面に衝突する場合にはいずれのサイドメンバーも衝突に関与しないため、車両前部で吸収される衝突エネルギーは小さく、客室が大きく変形し、乗員の生存空間が小さくなると考えられる. アンダーライド衝突は、大型トラックの後面に乗用車が追突し荷台の下部に潜り込み、車両前部が衝突に関与しないために、乗員へ直接衝撃が加わり、特に頭部に重傷を負う. このことから、衝突形態に応じて、乗員へ作用する衝撃は異なると考えられる.

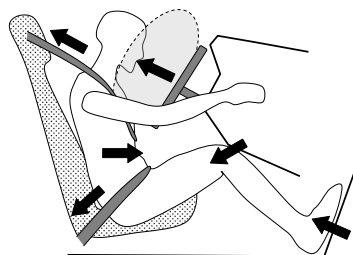


Fig. 1.4 Mechanical loads acting on occupant (driver) in a frontal crash

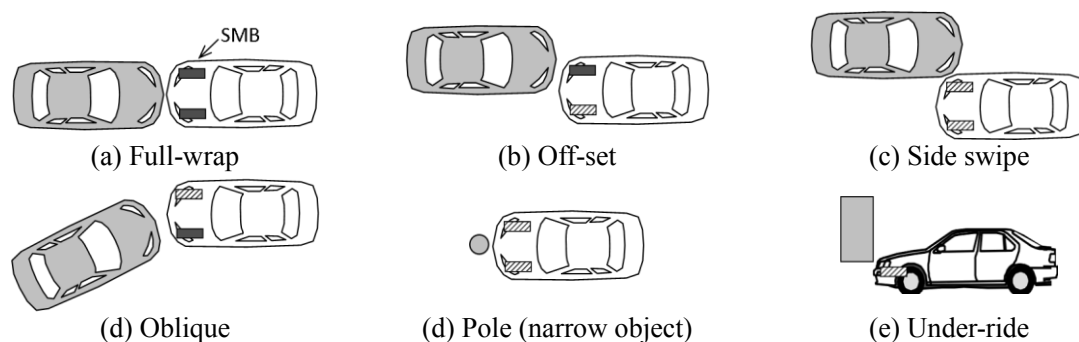


Fig. 1.5 Patterns in frontal crash and SMB engagements

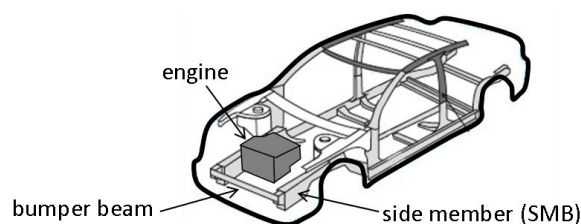


Fig. 1.6 Vehicle structure

1.3 本研究の目的

以上のように、交通事故死傷者数の更なる低減のために事故直後の乗員傷害予測が必要とされるに至った社会的背景、乗員傷害予測手法、および前面衝突事故に関する従来の研究を概観した上で、本研究で取り組むべき課題を探った。

まず、身体各部位の傷害がどのような負荷によって生じるかという傷害発生メカニズムが明らかにされてきた一方で、従来の乗員傷害予測手法はこの知見を反映していない。傷害発生メカニズムを考慮した工学的アプローチとしては、屍体、動物、衝突ダミー、およびコンピュータモデルを用いる手法が考えられる。しかし、何らかの生体を用いる実験は、現在、倫理的な問題から実施が極めて困難である。また、衝突ダミーを用いる衝突試験では、ダミー壊れてしまう程の衝撃を与えることはできないなど、実施される衝突条件は限定的である。このように、何らかの実体を用いる手法は、多様な衝突、特に重傷の発生を想定した傷害予測式の導出には適さないと考えられる。一方、コンピュータモデルは、高い再現性、衝突実験より格段に低コストなことから、広く用いられている。また、生体や衝突ダミーを用いた実験では不可能な高レベルの衝撃を対象とすることも可能である。コンピュータモデルのなかで、剛体とリンクから成るマルチボディモデルは、力学的な負荷に対する各部位の運動を容易に解析することができる。宮崎ら⁽³⁰⁾は、各体節の形状・質量、関節特性、接触特性が実際の人間に相当するように表現された人体マルチボディモデルに、事故時の加速度を負荷し、各体節に発生した加速度や荷重などから傷害を見積もった。このように、マルチボディモデルを用いた解析では、様々な力学的負荷に対する傷害を取得することができる。

また、重傷発生割合が高く、最も乗員傷害予測が必要となる前面衝突には、様々な衝突形態

があり、これに応じて乗員の受傷程度に差異が生じることが報告されているが、従来の乗員傷害予測手法はこの点を考慮していない。前面衝突の衝突形態は、衝撃吸収構造体である左右フロントサイドメンバーの衝突への関与の仕方に応じて分類されているが、この分類はいわば見かけ上の衝突形態であり、乗員傷害を引き起こす衝突加速度や客室変形の特徴は考慮されていない。衝突形態を考慮した乗員傷害予測手法を構築するには、様々な衝突における衝突加速度および客室変形を把握する必要がある。これらを調べる方法として、車両有限要素モデルを用いた衝突解析が有効である。有限要素解析技術の発展にともなって、様々な車種の車両有限要素モデルが開発され⁽³¹⁾⁽³²⁾、自動車の衝突安全性能の評価に多用されている⁽³³⁾。特に、鋼板の薄肉構造の動的衝撃による圧壊・座屈現象は、衝突エネルギーの吸収において重要であり、これらが有限要素解析で表現可能となった。Kitagawa ら⁽³⁴⁾は、薄肉構造体であるフロントサイドメンバーの形状がその変形モードに与える影響を有限要素解析によって調べた。Toyama ら⁽³⁵⁾は、衝突加速度時刻歴と車両各部位の変形の対応について、前半では車両前部が、後半では客室が変形すると考察した。このように、車両有限要素モデルを用いた衝突解析では、巨視的な衝突加速度にくわえて、局所的な客室変形を調べることが可能である。

以上の二点より、本研究では、車両有限要素モデルを用いて衝突加速度および客室変形を取得し（衝突解析モデル）、これら二つを乗員マルチボディモデルに負荷して傷害を取得する（傷害解析モデル）こととした。また、車両に特有の乗員拘束装置や衝突安全性能を反映した解析モデルを用いることによって、実際の事故データベースに含まれない新車の事故についても傷害予測式を構築することができる。なお、傷害解析モデルを用いる場合、事故発生時に EDR に記録される車両重心減速度を傷害解析モデルに逐一与えて、乗員の傷害を予測することもできるが、解析環境が必要となってしまう。一方、あらかじめ様々な事故を想定した解析結果から成る仮想的な傷害データベースを作成し、これに基づいて傷害予測式を導出しておけば、事故発生時に瞬時に受傷程度を予測することができる。

URGENCY Algorithm では、衝突の種類をセンサにより判別し、衝突の種類別にデルタ V のみを変数とする傷害予測式を用いる手法がとられた。ここで、各式のデルタ V は、各衝突の種類における乗員への力学的負荷の特徴を代表していると考えられる。そこで、本研究では、重傷発生割合の高い前面衝突に着目して、衝突加速度から衝突形態を判別し、衝突形態別の式を用いて乗員傷害を予測する手法の構築を試みる。

以上より、本研究の目的を次の 3 点と定めた。

- (1) 車両有限要素モデルを用いて、様々な前面衝突を網羅する衝突データベースを作成し、これを衝突加速度の特徴に基づいて衝突形態に分類するとともに、衝突加速度からその事故の衝突形態を判別する手法を構築する。
- (2) 衝突データベース中の客室変形について、衝突加速度との相関を分析し、各衝突形態の客室変形の特徴を明らかにする。
- (3) 乗員マルチボディモデルを用いて、各衝突形態の衝突加速度波形および客室変形波形が傷害へ及ぼす影響を反映した傷害データベースを作成し、衝突形態に応じた衝突加速度および客室変形が傷害へ及ぼす影響を明らかにするとともに、衝突加速度のみに基づいて乗員の重傷程度を予測する手法を構築する。

1.4 本論文の構成

本論文は「事故時の車両衝突加速度に基づく乗員傷害予測」と題して、以下の6章から構成されている。

第1章「緒論」では、自動車事故被害の推移と現状を示し、死傷者数の更なる低減のために乗員傷害予測が必要とされるに至った背景を述べ、従来の乗員傷害予測手法に関する研究について述べ、本研究で取り組むべき課題を明確にした後、本研究の目的を示した。

第2章「衝突解析モデルと傷害解析モデルの概要および妥当性検証」では、本研究で用いる2種類の解析モデルについて、その概要、解析結果の処理方法を示し、実車と乗員ダミーを用いた衝突試験との比較に基づいた本モデルの妥当性を論じた。

第3章「車両衝突加速度に基づいた衝突形態の分類および判別」では、衝突解析モデルを用いて様々な前面衝突を解析し、衝突加速度と客室変形が対応付けられた衝突データベースを作成した。次に、衝突加速度をパターンとして階層的クラスター分析を行い、衝突加速度の特徴に基づいた衝突形態に分類し、各衝突形態の代表的な衝突加速度波形を定めた。さらに、事故時の衝突加速度からその衝突形態を判別する手法を提案し、先の衝突データベースに含まれない衝突に適用し、その妥当性を論じた。

第4章「客室変形と車両衝突加速度の相関の分析」では、客室変形としてブレーキペダル変位に着目し、第3章で作成した衝突データベース中の解析結果についてブレーキペダル変位量と衝突加速度の相関を分析した。次に、この相関に基づいて、各衝突形態の代表的な客室変形波形を定めた。さらに、この相関が衝突データベースに含まれない衝突においても成立するかを検証した。

第5章「車両衝突加速度および客室変形に基づいた乗員傷害予測」では、まず、頭部、胸部、下肢の傷害発生メカニズムと傷害リスクカーブの概要を示した。次に、第3章および第4章で定めた各衝突形態の衝突加速度波形と客室変形波形を入力として傷害解析を実施し、傷害データベースを作成した。続いて、このデータベース中のデルタVと傷害の関係を衝突形態別に明らかにし、この関係と傷害リスクカーブから、衝突形態別の乗員傷害予測式を導出した。最後に、事故時の衝突加速度から乗員傷害を予測する手法を提案し、前面衝突事故事例に対して適用し、その妥当性を論じた。

第6章「結論」では、本研究で得られた成果をまとめ、本研究を行うにあたって掲げた目的がどこまで達成されたかについて総括し、さらに今後の課題と展望を述べた。

参考文献

- (1) 荒井久治, 自動車の発達史～ルーツから現代まで～, pp.1-42, 山海堂, 1995.
- (2) 交通事故発生状況の推移, 警察庁, 2012.
- (3) 自動車保有動向, 一般財団法人自動車検査登録情報協会, 2011.
- (4) 交通事故の被害・損失の経済的分析に関する調査研究報告書, 内閣府, p.55, 2007.

- (5) 平成 16 年警察白書, 第 2 章日本警察 50 年の軌跡と新たな展開, 警視庁, p.79, 2004.
- (6) 相川潔, 日本のシートベルトとチャイルドシート, その歴史と法制化, JAMAGAZINE, 2008 年 4 月号, p.3, 2008.
- (7) 平成 24 年交通安全白書, 第 1 篇陸上交通 第 1 部道路交通, 内閣府, pp.5-87, 2012.
- (8) 上玉利恒夫, 進む自動車の安全対策, JAMAGAZINE, 1999 年 4 月号, p.5, 1999.
- (9) 宇治橋貞幸, 自動車アセスメントの成果と今後の展望, 自動車技術, Vol.66, No.7, pp.12-17, 2012.
- (10) 例えば, 柴田英司, 新開発ステレオカメラによる運転支援システム「EyeSight」の開発, 自動車技術, Vol.63, No.2, pp.93-98, 2009.
- (11) 第 9 次交通安全基本計画, 内閣府中央交通安全対策会議, pp. 61-65, 2011.
- (12) 救急車を上手に使いましょう, 消防庁, 2011.
- (13) 島崎修次, 救命救急センターにおける重傷外傷患者への対応の充実に向けた研究, 平成 13 年度厚生科学特別研究事業研究報告書, pp.1-18, 2002.
- (14) 相川直樹編, 救急外傷一初期治療の実際, p.8, 医歯薬出版株式会社, 1996.
- (15) 平成 23 年中の交通事故発生状況, 警察庁, 2012.
- (16) Rauscher, S., Messner, G., Baur, P., Augenstein, J., Digges, K., Perdeck, E., Bahouth, G., Pieske, O., Enhanced Automatic Collision Notification System – Improved Rescue Care Due To Injury Prediction – First Field Experience, Proceedings of the 21st Enhanced Safety Vehicle Conference (ESV), 09-0049, 2009.
- (17) European Commision, eCall: Time saved = lives saved, <https://ec.europa.eu/digital-agenda/en/ecall-time-saved-lives-saved>, (accessed 2012-10-10).
- (18) SBD Japan, ロシアの eCall - ERA GLONASS の影響とその要件 (SBD/TEL/2840) , http://www.sbdjapan.co.jp/jpnews/post/2840_russia_eCall_blog.aspx, (accessed 2012-1-24).
- (19) 西本哲也ら, 被害者救済と総合安全対策を目指した救急救命ドライブレコーダー構想, 自動車技術, Vol. 56, No. 11, pp.76-81, 2002.
- (20) J-EDR の技術要件, 国土交通省自動車交通局, 2008.
- (21) NASS Brochure, National Highway Traffic Safety Administration, United States Department of Transportation, <http://www.nhtsa.gov/DOT/NHTSA/NCSA/Content/PDF/NASSbrochure.pdf>, 2008.
- (22) Malliaris, A.C., Digges, K.H., DeBlois, J.H., Relationships between Crash Casualties and Crash Attributes, SAE Technical Paper, 970393, 1997.
- (23) Augenstein, J., Perdeck, E., Digges, K., Bahouth, G., Baur, P., Borchers, N., A More Effective Post-Crash Safety Feature to Improve the Medical Outcome of Injured Occupants, SAE Technical Paper, 2006-01-0675, 2006.
- (24) Rauscher, S., Messner, G., Baur, P., Augenstein, J., Digges, K., Perdeck, E., Bahouth, G., Pieske, O., Enhanced Automatic Collision Notification System -Improved Rescue Care Due to Injury Prediction- First Field Experience, Proceedings of the 21st Enhanced Safety Vehicle Conference, 09-0049, 2009.
- (25) Mostafa, K., Digges, K., Bahouth, G., Morgan, R., The Role of Intrusion in Injury Causation in

Frontal Crashes, SAE Technical Paper, 2005-01-1376, 2005.

- (26) Schmitt, K.U., Neiderer, P., Muser, M., Walz, F., Trauma Biomechanics, Accidental injury in traffic and sports, 3rd edition, Springer, 2009.
- (27) Bean, J., Fatalities in Frontal Crashes Despite Seat Belts and Air Bags Review of All CDS Cases Model and Calendar Years 00-2007, NHTSA Technical Report, DOT HS 811 202, 2007.
- (30) 宮崎祐介, ジョナス アディティヤ プラムディタ, 片桐麻衣佳, 片方健太, 宇治橋貞幸, マルチボディモデルを用いた前面衝突事故シミュレーションによる乗員傷害予測手法の構築, 自動車技術会学論文集, Vol. 42, No. 1, pp.73-78, 2011.
- (31) NCAC, Use of Repeated Crash-Tests to Determine Local Longitudinal and Shear Stiffness of the Vehicle Front with Crush, SAE, <http://www.ncac.gwu.edu/vml/models.html>, accessed on 2011/5/24.
- (32) 山崎邦夫, 剛体力学に基づく自動車事故解析シミュレーションプログラムの開発, 自動車研究, Vol.25, No.4, pp.131-137, 2003.
- (33) Elmarakbi, A., Sennah, K., Samaan, M., Siriya, P., Crashworthiness of Motor Vehicle and Traffic Light Pole in Frontal Collisions, Journal of Transportation Engineering, Vol.132, No.9, pp.722-733, 2006.
- (34) Kitagawa, Y., Hagiwara, I., Tsuda, M., Development of Collapse Mode Control Method for Side Members in Vehicle Collisions, SAE Technical Paper, 910809, 1991.
- (35) Toyama, A., Hatano, K., Murakami, E., Numerical Analysis of Vehicle Frontal Crash Phenomena, SAE Technical Paper, 920357, 1992.

第 2 章

衝突解析モデルと傷害解析モデルの概要 および妥当性評価

2.1 緒 言

前面衝突事故時の乗員傷害予測式を構築するには、あらかじめ、様々な前面衝突を想定して、事故時に乗員に働く力学的負荷、乗員保護装置の作動状況を考慮した乗員挙動および傷害程度を把握する必要がある。本研究では、前章で述べたように、コンピュータモデルを利用して、仮想的に様々な事故を解析する。乗員傷害を対象とするコンピュータモデルとして最も生体忠実性の高いと考えられるのは、有限要素モデルを用いる場合である。Iwamoto ら⁽¹⁾は、内臓なども詳細に表現された有限要素人体モデルを開発し、ある前面衝突事故の再現を試みた。Choi ら⁽²⁾は、高齢男性の体型や耐性を考慮した運転乗員モデルを作成し、胸部骨折の再現を試みた。Sato ら⁽³⁾は、追突事故を対象とする乗員モデルを作成し、脊椎の運動を詳細に再現して椎間板の変形を観察した。しかし、コンピュータモデルは妥当性の検証が重要であるため、上述のように複雑なモデルが高い妥当性を維持できる条件は限られている。一方、剛体とリンクから成るマルチボディモデルは、有限要素モデルのように局所的な変形を観察することはできないが、乗員の全身挙動を容易に表現することができるという点で、様々な衝突を解析する必要がある乗員傷害予測手法として有効である。そこで、事故時の力学的負荷については車両有限要素モデルから成る衝突解析を利用して、さらに乗員の生体力学的応答については乗員・客室マルチボディモデルから成る傷害解析を利用することが考えられる。Mugnai ら⁽⁴⁾、Maletz ら⁽⁵⁾は、車両有限要素モデルを用いて衝突加速度および客室変形を取得しこれをマルチボディモデルに与えて傷害を予測する手法を提案した。また、年齢は傷害リスクを上昇させる因子であることが報告されている⁽⁶⁾が、事故時に EDR に取得されていない。性別や体格も同様である。乗員マルチボディモデルの条件を限定する必要があることから、本研究で対象とする乗員を、平均的な成人男性とした。

本研究において対象とする車両は、その開発時に、それぞれの解析モデルが作成されている。本研究では、これら既存のモデルを利用することとした。前章で述べたように、前面衝突事故は車両サイドメンバーの衝突への関与を基準に分類された 6 つの衝突形態のうち 5 つは、重傷の発生した前面衝突の約 8 割を占めた。そこで、本章では、この 5 つの衝突形態を模擬する衝突解析モデルおよび傷害解析モデルについて、その概要、解析結果の処理方法を示す。また、

5つの衝突形態の内それぞれ代表的な衝突に相当する実車衝突試験の結果と比較し、各モデルの様々な衝突形態における妥当性を論じる。

以上より、本章では、本研究で用いる解析モデルが、様々な衝突形態の前面衝突を模擬するに十分な妥当性を有するかを確認することを目的とする。

2.2 車両有限要素モデルを用いた衝突解析モデル

本研究では、様々な前面衝突における本研究で対象とするある車両の衝突加速度および客室変形を得るために、この車両の開発時に既に作成された車両有限要素モデルと各種バリアモデルとの衝突を模擬する衝突解析モデルを利用する。本節では、車両モデルの概要と、衝突加速度および客室変形を取得する結果の処理方法を示し、複数の衝突条件における実車衝突試験との比較によりその妥当性を確認する。なお、有限要素解析ソルバーとして、LS-DYNA ver. 971を用いており、以降の文中に現れる“*~”はLS-DYNAのKEYWORDを示している。

2.2.1 車両有限要素モデル

本研究の対象とする車両は、代表的な日本の軽自動車である。車両有限要素モデルは、その形状（長さ3.29 m、幅1.48 m、高さ1.54 m）および質量（935.8 kg）を有する（Fig. 2.1）。節点数および要素数は、それぞれ373528、371052である。また、要素の大半をシェル要素が占め、ソリッド、シェル、ビーム要素数の比は、10:8106:125である。本モデルは前面衝突解析のために開発されたために、車両前部に位置する部品は詳細にモデル化されている一方、後部は簡略化されている。乗員シートなどの内装品およびシートベルトやエアバッグ等も省略されているが、車両の慣性モーメントが実車に相当するように、付加質量によって質量分布が調整されている。モデル前部は、実際の車両と同様に左右非対称である。運転席は車両右側にあるため、運転席側をニアサイド（near-side）、助手席側をファーサイド（far-side）と称す。前面衝突において主に衝撃吸収を担う左右のフロントサイドメンバーは、Fig. 2.1に示すように配置されている。このサイドメンバーは、任意の応力ひずみ特性により定まる弾塑性体で、塑性ひずみに基づいて破壊を表現可能な材料モデル（*MAT_PIECEWISE_LINEAR_PLASTICITY）が用いられている。その材料特性は、密度7409~7516 kg/m³、ヤング率206 GPa、ポアソン比0.3、降伏応力178 MPaである。

車両衝突加速度は、右サイドシル位置の局所座標系におけるX方向の並進加速度として取得する（Fig. 2.1）。右サイドシルは、前面衝突において変形の比較的発生しない箇所であり、実車衝突試験において加速度計が設置される。LS-DYNAにおいて、加速度計の計測値に相当する加速度を得るには、当該部に位置する節点の加速度を利用するのではなく、剛な立方体を当該位置に拘束させ加速度計（*ELEMENT_SEATBELT_ACCELEROMETER）として定義することが推奨されている⁽⁷⁾。本モデルでは、右サイドシル位置に一辺7mm立方体の剛体ソリッド要素（質量50g）を加速度計として配置されている。前面衝突において車両には減速度が発生するが、自動車の衝突においては一般に加速度として扱われるので、本研究もこれに倣い加速度と称し、図示する。

客室変形は、ブレーキペダル先端の X 方向の右サイドシルへの相対変位として取得する (Fig. 2.1). 客室は、インストルメンタルパネルやニーボードなどによって車両前部と区切られており、運転乗員下肢の周辺には、フットレスト、ブレーキペダル、アクセルペダルが配置されている。衝突時には、車両前部のサイドメンバーの変形やエンジンの変位によってパネルが 3 次元的に変形し、ブレーキペダルなどが 3 次元的に変位する。本研究の車両では、ブレーキペダルが最も後方（乗員の近く）に位置するので、下肢に荷重接触して衝撃を与える客室部位の代表個所として着目することとした。客室変形を、右サイドシルへの相対的な変位として取得することにより、力学的傷害因子として傷害への影響を調べることができる。なお、衝突加速度とは異なり、実際の事故発生時にこの客室変形を計測することはできない。LS-DYNA には、節点の運動をある局所座標系上にて取得することができる (*DATA BASE_HISTORY_NODE_LOCAL)。しかし、加速度計と局所座標 (*DEFINE_COORDINATE_NODES) の両方を用いると、衝突加速度に変化が生じる問題が発生した。そこで、Fig. 2.2(a)に示すように、X 座標を加速度計と、Y および Z 座標をブレーキペダル上の代表的な節点と共有する空間節点を定義し、この点を加速度計に拘束した。Fig. 2.2(b)に示すように、この点は加速度計の運動にともなって移動する。この点とブレーキペダル上の節点との 2 点間距離を客室変形量として出力することとした。

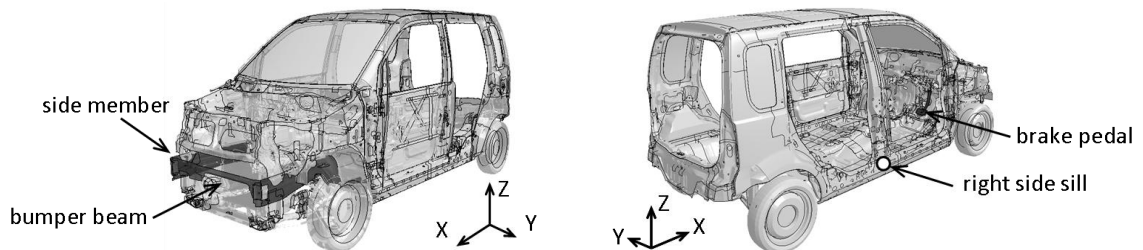


Fig. 2.1 Finite element model of the vehicle

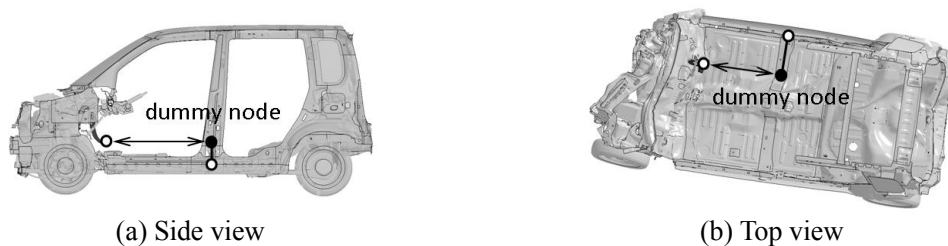


Fig. 2.2 Measuring brake pedal relative displacement to right side sill as cabin deformation

2.2.2 衝突解析モデル

第 1.2.2 項で示したように、前面衝突の約 8 割を占める衝突形態は、フルラップ、オフセット、斜め、ポール、アンダーライド衝突である。そこで、本研究では、この 5 つの衝突形態を模擬する衝突解析モデル (Fig. 2.3) を用いた。フルラップ衝突を模したフルラップ剛体壁衝突 (FFB: Full Frontal rigid Barrier crash), オフセット衝突を模したオフセット変形体衝突 (ODB: Offset Deformable Barrier crash), 斜め衝突を模した斜め剛体壁衝突 (OBL: OBLique crash), ポ

ール衝突を模した剛体円筒衝突 (POL: POLe crash), アンダーライド衝突を模した剛体壁もぐりこみ衝突 (UND: UNDER-ride crash) である. 衝突現象を全て観察するために, 解析時間を一律に 150 ms とした.

FFB 剛体壁モデルは, 車両モデルの全幅の約 1.35 倍, 全高の 0.65 倍, 厚さ 0.1 mm のシェル要素から成る. 車両正面に, 車両モデルと剛体壁モデルの中心軸が一致するように, また車両全高の 3.3~68.5%を網羅する高さに配置されている. これにより, タイヤを除く車両前部各部位とバリアが接触する. また, バリアモデルの全節点は完全拘束されている.

ODB 変形体バリアモデルは, 車両の前後方向と軸を同じくするアルミハニカム (シェル要素) により表現されている. ハニカム部と段つきのバンパー部を合わせたバリア厚さは車両全長の 13.7%, バリア高さは車高の 42%, バリア幅は車幅の 67.8%に相当する. バリアは, 車両とのラップ率 r (車幅に対するバリアの接触する幅) に応じて配置され, 車両全高の 13.0~54.8%を網羅する. これにより, バリアの下端高さは車両モデルのフロントバンパー下端高さとも一致している. また, バリアの背面の節点は完全拘束されている.

OBL 剛体壁モデルは, FFB における剛体壁モデルと同一である. これを車両モデルの進行方向に対して傾けることで OBL 衝突としている. 車両のファーサイドまたはニアサイドとバリアが衝突する. 進行方向と剛体壁の垂線が成す角を, OBL 衝突における傾き θ とする.

POL 剛体円筒モデルは, 厚さ 0.1 mm のシェル要素にて作成されている. バリアの全節点は完全拘束されている. バリアの下端は車両の下端 (タイヤ) に一致し, 車両高さの 1.33 倍の高さを持つ. 直径を ϕ とする.

UND UND における剛体壁モデルは, 車幅の 1.35 倍, 全高の 58%, 厚さ 0.1 mm のシェル要素から成る. バリアの下端と地面 (タイヤ下面) の間には車高の 36.3%の空間がある. また, バリアの下端は直径 40 mm の半円筒形状を持ち, 車両モデルがバリアの下側に潜り込んだ際にも, バリアとの接触力を表現する.

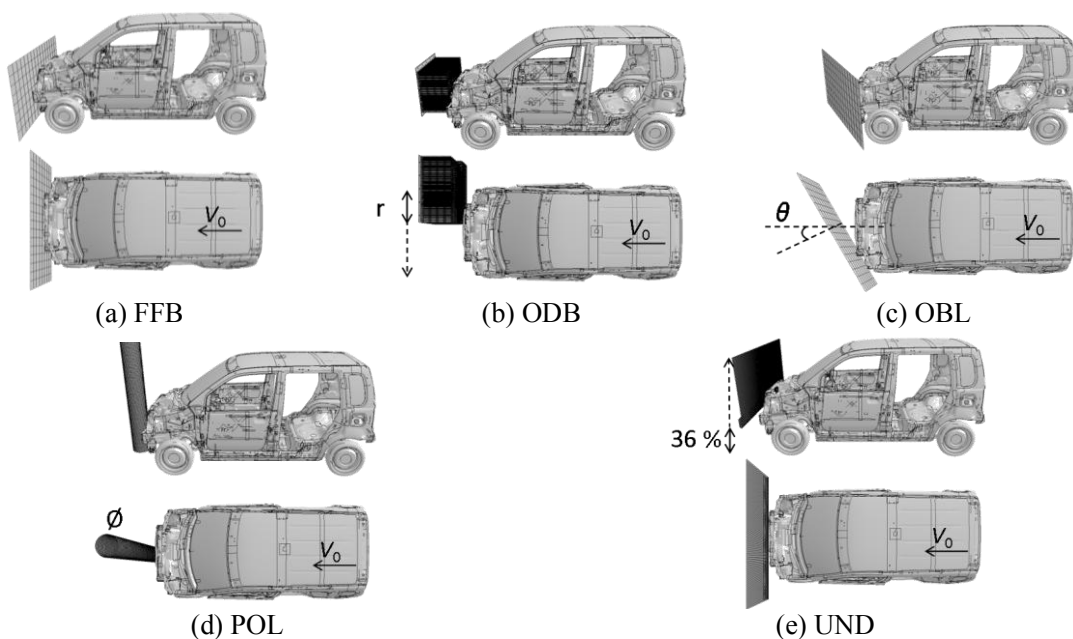


Fig. 2.3 Vehicle-to-barrier simulation models in perspective view

2.2.3 解析結果の処理方法

(1) 車両運動

右サイドシル位置の加速度計モデルの一節点について、ASCII ファイルに書き出される節点情報からその加速度時刻歴 $a(t)$ を得る。Fig. 2.4(a)に、ある前面衝突における $a(t)$ を示す。 $a(t)$ は、規格 SAE J211⁽⁸⁾に従って CFC60⁽⁹⁾にてフィルタ処理する。衝突開始時刻 t_0 を、加速度の大きさが 4.9 m/s^2 (重力加速度の 0.5 倍) を超える時刻とした。この閾値は、本研究の衝突解析モデルによるいくつかの計算結果から試行錯誤的に定めた。加速度が 0 となる時刻、つまり車両が衝突対象と分離する時刻を t_1 とする。なお、衝突加速度の最大値は、衝突速度や衝突形態によっても変化するが、 100 m/s^2 のオーダーを持つ。次に、 $a(t)$ を時間 t により積分すると、速度時刻歴 $v(t)$ 、変位時刻歴 $x(t)$ が順次得られる。時刻 0 から t_1 までの $a(t)$ の時間積分 (図の斜線部) は、衝突前後の速度差デルタ V (Fig. 2.4(b)の ΔV) である。衝突開始における速度 (衝突速度) を V_0 とすると、デルタ V は式(2.1)により定義される。デルタ V は、衝突中の車両が単位質量あたりに受けた運動量変化を表すので、衝突の激しさを表す指標として用いられる。ここで、加速度の時間積分によって得られる速度や変位は、加速度の高周波成分が減衰された波形となる。したがって、 $v(t)$ を得る際には、CFC60 ではなく CFC180 にてフィルタ処理した衝突加速度を用いる。衝突現象を理解するために、衝突加速度 $a(t)$ と車両変位 $x(t)$ の時間 t を消去して得られる加速度変位特性 (GS 線図) $a(x)$ が一般に用いられる。 $a(x)$ の x についての積分値は車体が単位質量あたりに受けた仕事に相当し、車両各部材が受け持つ変形による荷重を見積もることができる (Fig. 2.5)。

$$\Delta V = V_0 - v(t_1) = \int_0^{t_1} a(t) dt \quad (2.1)$$

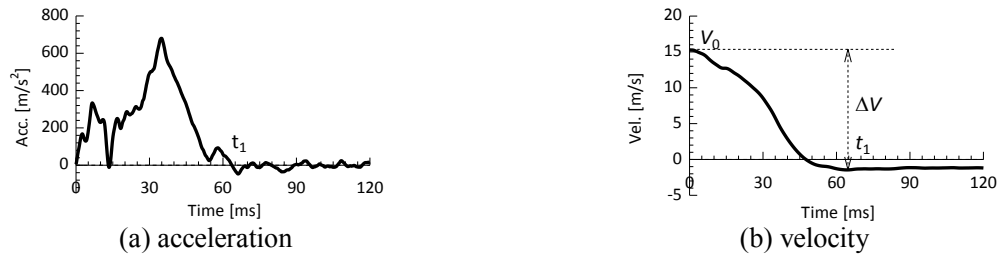


Fig. 2.4 Vehicle acceleration, velocity profile in time in a frontal crash

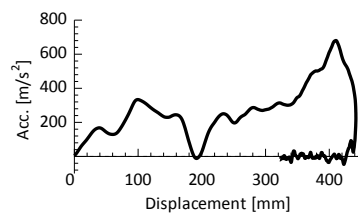


Fig. 2.5 GS diagram of a frontal crash

(2) 車体損傷および客室変形

衝突終了後の車体の外観形状を車体損傷として、サイドメンバー形状の変化、および客室変形としてブレーキペダルの客室内変位を得る。車体損傷を表す方法として事故調査において広く用いられている衝突変形分類 (CDC SAE MAR80: Collision Deformation Classification) (規格 J224⁽¹⁰⁾)⁽¹¹⁾は、本衝突解析モデルにより得られた結果と実際の事故を比較する際に、その比較項目になると考えられる。CDC は、衝突方向、損傷部位、程度などを 7 桁のアルファベットにて車体損傷の程度を記録する手法である。

- 第 1, 2 桁：衝突方向 Direction of Force (DOF) . 時計の文字盤の方向にて表記。
- 第 3 桁：車両外面破損部位. 1 文字のアルファベットにて表記. Front: F, Right side: R, Left side: L, Back (rear): B, Top: T, Undercarriage: U, および Unknown: 9 の 7 種類。
- 第 4 桁：縦横 (車両水平面) の外面破損部位. 1 文字のアルファベットにて表記。
- 第 5 桁：上下 (車両垂直面) の外面破損部位. 1 文字のアルファベットにて表記。
- 第 6 桁：破損範囲. 1 文字のアルファベットにて表記。
- 第 7 桁：破損程度. 1 文字の数字にて表記。

衝突解析において得られた、衝突開始および終了時 (0, 150 ms) における車両モデルの外観を、車両の局所座標において平面図、左右側面図として取得する。まず、開始時の図 (Fig. 2.6(a)) から CDC コーディングのルールに従って衝突部位および損傷程度の水準をアルファベットおよびスケールに定めた。車幅を 3 等分、車高を 3 等分、車体先端から A ピラー付け根まで 5 等分した。そして、終了時の図 (Fig. 2.6(b)) から各値を求める。

サイドメンバーは、本衝突解析モデルの 5 つの衝突形態が分類された観点であるため、実際に、衝突形態によって変化している様子を観察する必要がある。右サイドメンバー後端に局所座標の中心をとり、その変形およびみーぜす応力分布の時間変化を平面図、左側面図として取得する。一例を Fig. 2.7 に示す。

客室変形は、第 2.2.1 項で述べたように、ブレーキペダル上のある節点と右サイドシル位置に相当する空間節点の直線距離として取得する。各節点の変位を ASCII ファイルより節点データとして取得し、各座標から直線距離を算出する。この客室変形量と加速度計局所座標系における相対変位 (本来の客室変形の定義) とを比較すると、概ね一致した (Fig. 2.8)。なお、例に示した衝突解析では、車両に回転運動が発生している。また、Buzeman-Jewks ら⁽¹²⁾が行った客室変形を変形により計測した実車衝突試験において、運転席下部の各点は衝突加速度が最大値を迎える頃に乗員側へ変位を開始し、最大変位後は弾性分だけ戻り塑性変形が残留した。したがって、空間節点を利用する本手法は、客室変形を取得する手法として妥当と考えられる。

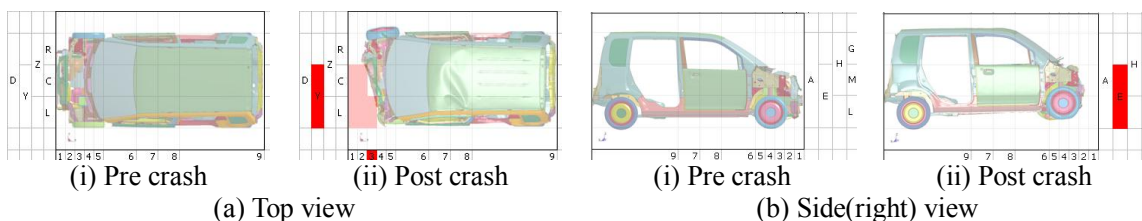


Fig. 2.6 CDC coding from the vehicle crash simulations

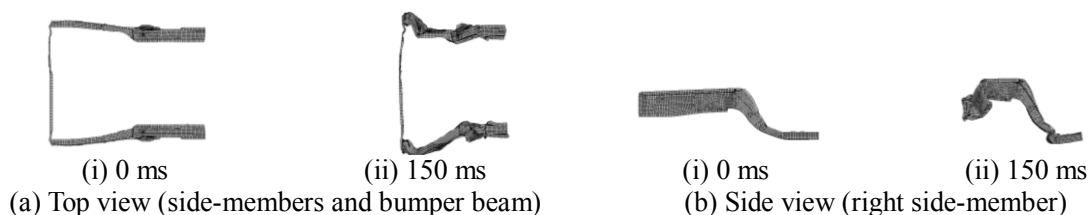


Fig. 2.7 SMB deformation from the vehicle crash simulations

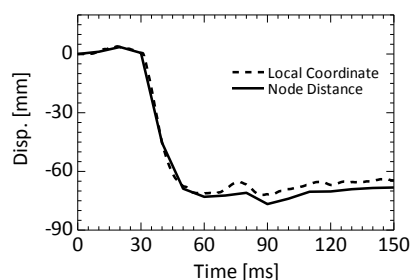


Fig. 2.8 Brake pedal relative displacement to right side sill in a frontal crash simulation

2.2.4 衝突試験による妥当性評価

衝突解析モデルによる解析と実車衝突試験における衝突加速度を比較することにより，解析モデルの妥当性を確認した．Table 2.1に示す衝突形態および衝突速度における車両モデルと同種の実車の衝突試験，計 23 ケースの衝突試験を検証に用いた．FFB および ODB は衝突速度の水準がそれぞれ 3 および 2 つあり，各衝突試験も複数実施されている．これらの衝突形態は，各種性能評価試験で実施されているため，実施ケース数が多い．

前面衝突試験は，車両の衝突安全特性を評価されるために実施されている．世界各国が国内で販売される車両に対して設ける法規または自動車アセスメント（NCAP: New Car Assessment Program）では，フルラップ前面衝突試験およびオフセット前面衝突試験がある．また，米国連邦自動車安全法規（FMVSS: Federal Motor Vehicle Safety Standards）乗員保護（208）では，車両の進行方向の垂直な面に対して 30° 傾いた剛体壁に衝突する斜め前面衝突試験が定められている．さらに，米国道路安全保険協会（IIHS: Insurance Institute for Highway Safety）は，車両前面の中央やより外側にポールを衝突させるポール前面衝突試験が研究されている．また，アンダーライド衝突は，乗用車側の乗員に重傷を引き起こすために，自動車製造各社は自主的に，下部の空いた剛体壁への前面衝突試験を実施している．フルラップ試験では，高い衝突加速度が発生し，乗員に大きな慣性力が働くため，シートベルトやエアバッグなどの乗員拘束装置の性能評価に適している．FMVSS 208 での衝突速度は 56 km/h (35 mile per hour)，日本の法規では 50 km/h，日本自動車アセスメント（JNCAP）では 55 km/h とされている．オフセット試験では，車両相互衝突を模して，弾性体バリアに車幅の 40%とオーバーラップさせて衝突する．バリア本体はアルミハニカムから成り，その軸は衝突方向と水平で，圧縮強度は 0.342 MPa である．バリア前面には，1.711 MPa のバンパー部が取り付けられている．欧州および日本の法規では衝突速度は 56 km/h，NCAP では 64 km/h とされている．

Table 2.1 List of crash tests with BASE vehicle

Test Configuration	V_0 [km/h] (Number of tests)
FFB	24(2), 50(5), 55(5)
ODB (near-side, $r=40\%$)	56(2), 64(9)
OBL (far-side, $\theta=30$ degree)	48(1)
POL (center, $\Phi=360$ mm)	40(1)
UND	32(1)

衝突試験の衝突形態および衝突速度に応じた衝突解析を行った。衝突加速度の時刻歴 $a(t)$ 、および衝突加速度変位（GS）線図 $a(s)$ を、Fig. 2.9に示す。加速度および変位は、解析におけるそれぞれの最大値に対する比として示している。

解析と試験の衝突加速度時刻歴および GS 線図は、いずれの衝突形態、衝突速度においても、定性的に概ね一致している。FFB では、衝突直後に比較的大きな加速度が発生し、その後一旦減少するが、再び同水準の加速度が 10～20 ms 出現した後に急峻に増大する。いずれの衝突速度においても、40 ms より早く最大加速度を迎えている。また、GS 線図では、変位が比較的小さい段階において他の衝突形態よりも大きな加速度が生じている。ODB では、衝突直後から 20 ms まで比較的小さい水準の加速度が一定して表れ、その後急激に増大する。また、加速度の出現持続時間は 5 つの衝突形態の中で最も長い。試験結果のばらつきが大きいものの、2 つの傾向があった。40 ms 付近において最大加速度を迎える場合には、70 ms 付近の加速度水準は比較的小さい。一方、70 ms 付近で最大となる場合には、40 ms 付近では小さい加速度を示した。OBL では、ODB と同様に衝突直後の加速度は小さいが、その後、より急激に増大し、加速度持続時間はより短い。ODB、OBL の GS 線図では、変位の前半において加速度は小さい。POL 衝突では、FFB 衝突と同様に衝突直後に加速度は第一極値を示した後に一旦減少するが、その後は急峻に増大した加速度が 30 ms 程度にわたりその水準を維持している。UND 衝突では、衝突の瞬間から約 5 ms の間を挟んで加速度が増大し、最大値を迎えた後は比較的に長い時間にわたって単純減少する。POL および UND の GS 線図では、変位開始直後の加速度は非常に小さく、変位の中盤にかけて加速度が増大している。

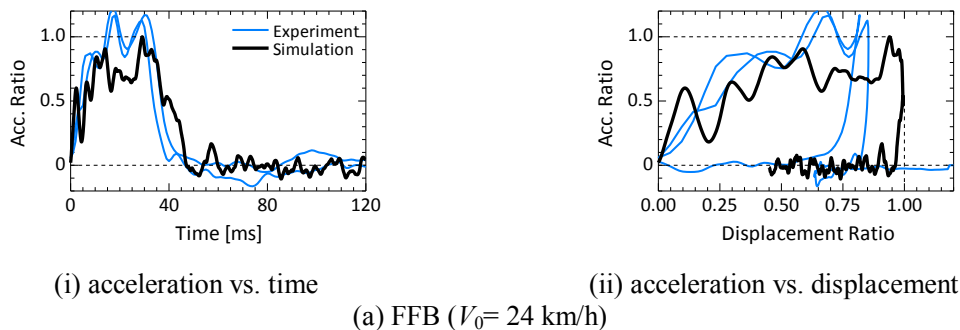
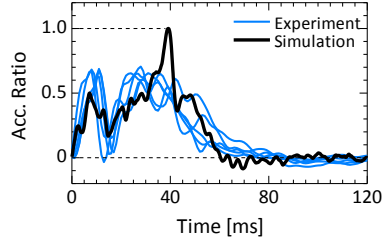
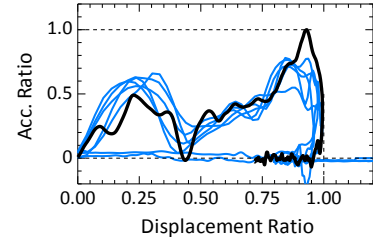


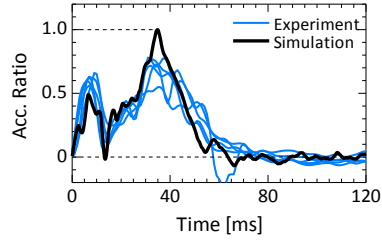
Fig. 2.9 Vehicle acceleration vs. time in the simulations and experiments: each vertical axe is expressed as the ratio to the maximum of the simulation.



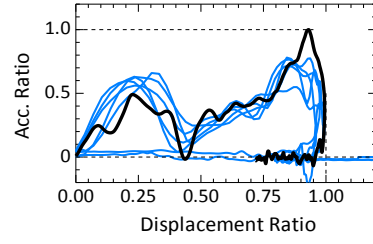
(i) acceleration vs. time



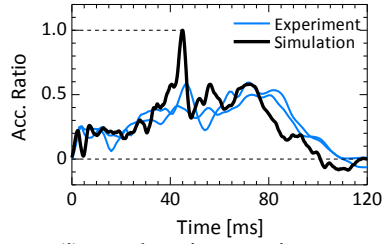
(ii) acceleration vs. displacement

(b) FFB ($V_0=50$ km/h)

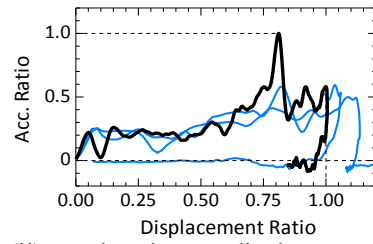
(i) acceleration vs. time



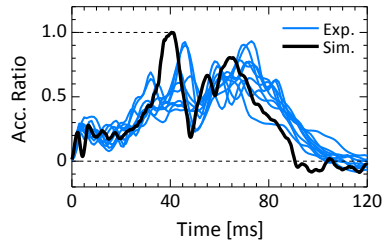
(ii) acceleration vs. displacement

(c) FFB ($V_0=55$ km/h)

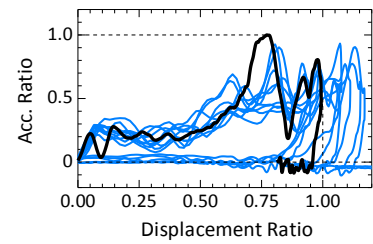
(i) acceleration vs. time



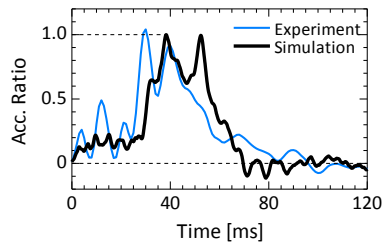
(ii) acceleration vs. displacement

(d) ODB (near-side $r=40\%$, $V_0=56$ km/h)

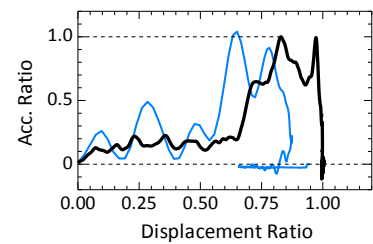
(i) acceleration vs. time



(ii) acceleration vs. displacement

(e) ODB (near-side $r=40\%$, $V_0=64$ km/h)

(i) acceleration vs. time



(ii) acceleration vs. displacement

(f) OBL (far-side $\theta=30$ degree, $V_0=48$ km/h)

Fig. 2.9 Vehicle acceleration vs. time in the simulations and experiments: each vertical axe is expressed as the ratio to the maximum of the simulation.

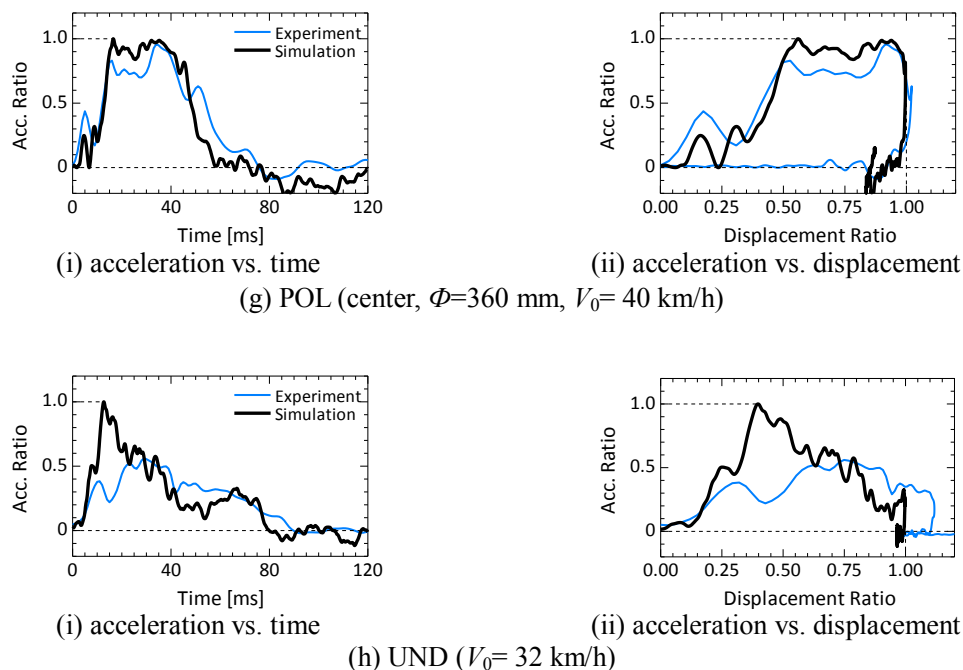


Fig. 2.9 Vehicle acceleration vs. time in the simulations and experiments: each vertical axis is expressed as the ratio to the maximum of the simulation.

解析と試験の衝突加速度には、定量的な差異が現れた。FFB の衝突速度 50, 55 km/h において、衝突直後の加速度の水準は解析値のほうが小さく、40 ms 付近の最大加速度は解析値のほうが大きい。一方、衝突速度 24 km/h では、最大衝突加速度は解析のほうが小さく、最大変位量も一致していない。ODB では、衝突直後から 20 ms 付近までの一定に保たれる加速度は非常によく一致しているが、最大加速度は、FFB と同様に、解析のほうが大きい。ただし、解析の 5~10 ms 付近において加速度が一旦減少している。OBL では、加速度の水準は解析と試験でよく一致しているが、変位量は解析のほうが大きい。POL では、解析と試験は定性的・定量的によく一致している。UND では、解析の最大加速度は試験の 2 倍の水準に達した。

これらの結果より、まず、衝突形態に応じて衝突加速度の傾向に大きな違いが現れることが、試験および解析の両者において確認された。衝突加速度は、車体前部の変形によるエンジン、シャシーの衝突と車体各部位の変形によって特徴づけられると考えられる。Crosby ら⁽¹⁴⁾は、車両は質量のない衝撃吸収体と質量のある剛な客室から成ると仮定し、車体前部の変形などから衝突加速度を推定できると報告している。衝突形態が異なるとサイドメンバーの衝突への関与が変化し、車体前部の変形も変化する。このことは GS 線図に顕著に表れている。左右のサイドメンバーが衝突に関与する FFB では、変位の前半、つまり車体の前部が受けた持った荷重が大きい。ODB および OBL では一方のサイドメンバーが関与するので、この領域の仕事量は少ない。また POL と UND では、どちらのサイドメンバーも関与しないので、車体前部の受けた仕事量は極めて少ない。

また、車両モデルの剛性は、前部では実車より低く、客室ではより高いことが示された。衝突直後の加速度は車体前部に生じた荷重、後半は客室に生じた荷重に対応すると考えられる。FFB, ODB, UND 衝突に共通して、衝突現象の後半において加速度が試験より大きいことから、

車両モデルの客室が実際より硬いと考えられる。車体前部で衝撃吸収を主に担うサイドメンバーは、薄肉構造を有するので、衝突直後に軸圧壊すると考えられる。ここでの加速度が試験より低かったことから、サイドメンバーの剛性が低い、破壊現象が適切に再現されていないことなどが考えられる。一方、ODB においては試験と同等の荷重が持続的に発生していることから、ハニカムバリアモデルの破壊についてはよく再現されていると考えられる。また、ODB では、変形バリアに衝突しているために、試験結果にばらつきが生じたと考えられる。

以上より、本研究で用いる衝突解析モデルは、様々な衝突形態における衝突加速度の差異を表現することができる妥当性を持っていることが分かった。

2.3 乗員・客室マルチボディモデルを用いた傷害解析モデル

前節では、様々な衝突形態の前面衝突における、ある車両の衝突加速度と客室変形を取得する衝突解析モデルについて示した。本研究では、これらの力学的傷害因子が乗員挙動および傷害に与える影響を評価するために、この車両の開発時に既に作成された乗員・客室マルチボディモデルから成る傷害解析モデルを利用する。乗員マルチボディモデルは、マルチボディ解析ソルバーMADYMO R7.2 において標準提供される衝突ダミーHybrid III AM50 のモデルである。本節では、モデルの概要と、乗員挙動より乗員傷害を算出する結果処理方法を示し、複数の衝突条件における実車衝突試験との比較によりその妥当性を確認する。

2.3.1 乗員・客室モデル⁽¹⁵⁾⁽¹⁶⁾

Hybrid III AM50⁽¹⁷⁾とは成人男性の人体測定⁽¹⁵⁾の 50 パーセンタイルを指し、身長 175.1 cm、体重 78.15 kg（1960 年代の米国人の標準体型）を持つ。傷害メカニズムに関する研究の過程で衝突ダミーの開発が進み、1975 年に、数種類のダミーの良い点を掛け合わせて Hybrid III ダミーが誕生した。Hybrid III は、FMVSS 208 で規定されるなど、最も一般的に、各種衝突試験において試験車両に搭載されて乗員保護性能を評価するために用いられている。ダミー頭部は、人体頭部の形状・質量・慣性モーメントを有するアルミニウム一体鋳造の頭蓋とビニールの表皮からなり、その重心には 3 軸加速度計が取り付けられている。頭部をダミー本体から取り外して落下させ、その合成加速度が生体応答の範囲内に収まるように調整されている。頸部は、頸骨を模したアルミニウム盤と椎間板に相当するゴム盤、スチールケーブルの中心軸から成り、力とモーメントを計測するための荷重計が内蔵されている。屈曲と伸展時の角度とモーメントの関係が生体応答の範囲に一致しなければならない。胸部は、スチール製の胸椎とここに取り付けられたスチール製の 6 本の肋骨から成る。肋骨には動的応答を表現するようにダンピングが付けられている。胸部のたわみ量と胸椎の加速度が計測される。胸部の生体忠実性については、胸部インパクト試験における胸たわみとインパクト荷重の関係が屍体実験の結果に一致している。ダミーの膝部はアルミニウム製の骨格にゴムで肉付けしたビニール製の表皮から成る。大腿部と下腿部を連結する膝部関節はすべり機構を持ち、客室と衝突すると下腿部が大腿部に対して相対的に変位する。大腿骨および脛骨の荷重を計測する荷重計が埋め込まれている。下

肢を本体から取り外して頸部へ衝撃を与え、インパクト質量と膝の受ける衝撃力の関係が屍体実験と一致している。

乗員モデル (Fig. 2.10) は, Hybrid III AM50 の形状, 質量, 機構, 応答特性を有している。頭部は一つの閉じたファセット (多面体) から成り, 頸部にブラケットジョイントで連結されている。胸部は, 胸椎, 胸郭, 鎖骨, 胸部ジャケット部分で構成されている。また, 胸郭の 6 本の肋骨, および胸たわみを表現するロッドおよび肋骨部も忠実にモデル化されている。大腿は, 5 つの部位とジョイントにて構成されている。このうち 4 つブラケットジョイントで, 膝関節の 1 つは回転ジョイントである。大腿骨の荷重計はブラケットジョイントとしてモデル化されている。大腿部はブラケットジョイントにて骨盤部に連結されている。

客室モデルは, Fig. 2.11に示すように, 単純化された運転席周辺各部位, シートベルトおよびエアバッグから成る。座席, インストルメンタルパネル上部, フットレストは矩形パネルにて, インストルメンタルパネル下部はシリンダーにて, ステアリングホイールおよびコラムは楕円体にてそれぞれ表現されている。座席の前後及び上下位置は, BASE 車の標準位置に一致させている。標準位置とは, 前後・上下各方向にシートを稼働できる範囲の中間である。MADYMO R7.2 では, 変形の影響が大きい部位を有限要素にてモデル化することが可能であり, シートベルトのベルト部およびエアバッグクロスが有限要素にて表現されている。シートベルトのリトラクター部はジョイントとして定義され, これとベルト部をビーム要素が連結している。ベルト部には荷重-ひずみ特性が定義されている。エアバッグ内の物理量は, 圧力や温度などの状態量がバッグ内で一様であると仮定して求められている。



Fig. 2.10 Occupant model (Hybrid III 50th percentile dummy)

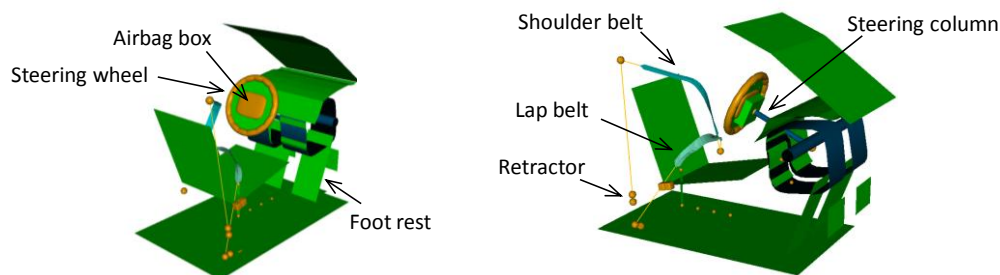


Fig. 2.11 Cabin model

2.3.2 傷害解析モデル

Fig. 2.12に前面衝突の傷害解析モデルを示す。乗員モデルの着座位置は、衝突試験ダミーの着座位置および姿勢に一致させている。乗員モデルおよび客室モデル各部位の接触特性は、力一貫入量曲線によって定められている。前節で示した衝突解析モデルを用いると、右サイドシル位置の衝突加速度時刻歴および右サイドシル位置に対するブレーキペダルの相対変位時刻歴が、それぞれ右サイドシルの局所座標系の値として得られる。傷害解析モデルの右サイドシルに、衝突解析で得られた衝突加速度（X 負方向の減速度）を与え、前面衝突時の車両運動を再現する。絶対座標系上で静止していた乗員モデルは、X 負方向に後退する客室モデル内の各部位と衝突する。衝突解析では、衝突形態によって車両に回転運動が生じる場合があったが、傷害解析ではこの回転運動は考慮されていない。前面衝突で生じる乗員への荷重が主に前後方向であること、また、マルチボディ解析は、モデル部位間の接触を単純化しているために、3次元の衝撃荷重が加わる現象の再現には適していないことが、この理由としてあげられる。客室変形は、フットレスト前方にあるトーボードパネルを右サイドシルに対して相対的に変位させることにより表現する。衝突解析においては、ブレーキペダル上のある節点の変位を客室変形の代表値として取り出した。傷害解析では、これを左右のトーボードパネルに一律に与えている。このように、客室変形をモデル各部位の強制変位として表現する手法は、Jeweakes⁽¹⁸⁾、Mungai ら⁽⁴⁾の傷害解析において報告されている。

エアバッグおよびシートベルトは、乗員保護装置として、乗員傷害を低減するために重要な役割を果たす。一般の乗用車に搭載されているシートベルトは、体幹に力を与えて拘束する。拘束されていない頭部は、前方へ投げ出されるのでステアリングホイールの中心から展開するエアバッグで衝撃を受け止める。乗員と拘束装置間のゆるみが大きいほど、拘束装置から乗員へ力が働き始める時刻が遅れ、乗員へ働く加速度の最大値が大きくなり重傷化する。そこで、センサーの衝突検知後 3-5 ms で、火薬によりショルダーベルトの巻き込みを開始する。これにより、ショルダーベルトと乗員間のゆるみが除去され、ベルトの引き出しをロックして初期張力を与える（プリテンション）仕組みとなっている。エアバッグは、通常はステアリングホイールの中心部に格納されているが、センサーの衝突検知後にインフレーターからガスを瞬時に供給して展開を開始させ、樹脂製の覆い（内側にガイド溝）を突き破ってステアリングホイール上にバッグ（運転席では 45～50 リットル）が展開する。バッグが膨張し乗員頭部と接触すると、バッグ後面（ステアリングホイール側）に空いた孔（ベントホール）からガスを排出し、バッグ内圧をコントロールして、頭部を有効に減速する。エアバッグの展開が遅れると、膨張するバッグによって頭部に傷害が発生する場合があるので、インフレーター点火時刻（TTF: Time To Fire）を定めるアルゴリズムは複雑に調整されている。

本傷害解析モデルでは、TTF の目安となる Required TTF (RTTF) を用いる。エアバッグ展開に要する時間を 25 ms、展開したときのエアバッグの厚さを 5 インチ (127 mm) とする。シートベルト非着用乗員と車両との相対変位が 5 インチとなる時刻より 25 ms 以前に、インフレーターは点火されなければならない (Fig. 2.13)。解析では、与える衝突加速度に応じてあらかじめ RTTF を算出し、エアバッグ展開時刻を調整した。また、実車において、衝突検知からインフレーター点火までは少なくとも 10 ms を要する。そこで、衝突直後から大きな加速度が生じて

RTTF が 10 ms より早い値として算出される場合には、一律に RTTF を 10 ms とした。また、シートベルトプリテンション開始時刻も同様に RTTF とした。実際の車両ではより複雑な TTF 算出アルゴリズムが用いられていて、RTTF は、その定義から、より遅い時刻であると考えられる。エアバッグ展開時刻が遅くなるほど、乗員への衝撃が大きくなり重傷にいたると考えられる。本研究の目的である AACN では、傷害の過大評価（予測）が容認される。したがって、本研究で RTTF を用いることは妥当であると考えられる。

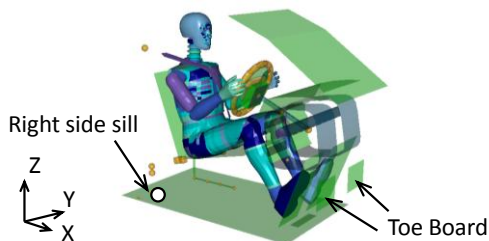


Fig. 2.12 Multi-body model for the injury predicting simulations

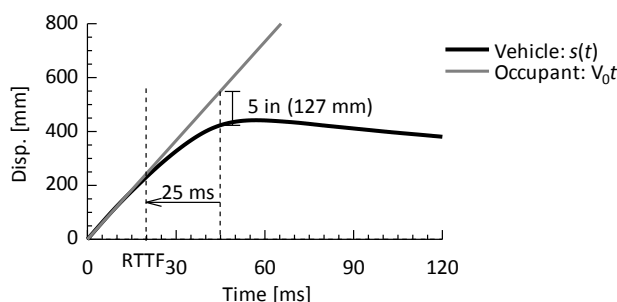


Fig. 2.13 Required Time To Fire (RTTF)

2.3.3 解析結果の処理方法

乗員モデル各部位に生じる加速度は、SAE J211⁽⁸⁾に従ってフィルタ処理する。頭部加速度には CFC1000、胸部加速度には CFC180、胸たわみには CFC600、下肢荷重には CFC600 フィルタを適用する。また、各部位の傷害値は、各部位の物理量応答より算出する。頭部傷害は頭部重心の合成加速度時刻歴から HIC 36 (Head Injury Criteria in 36 ms) として算出する。胸部傷害の基準は 2 つあり、胸椎の合成加速度の最大値 (T3MS: Thorax 3 MS cumulative acceleration) および胸たわみの最大値 (CD: Chest Deflection) として算出する。下肢傷害は、大腿骨の軸方向荷重の最大値 (FFC: Femur Force Criterion) として算出する。これらの値は、MADYMO の結果出力ファイル (*.peak) に書き出される。各傷害指標については、第 5.2 節「傷害発生メカニズムおよび傷害リスクカーブ」にて詳述する。

2.3.4 衝突試験による妥当性評価

衝突試験にて計測された車両衝突加速度を傷害解析モデルに与え、乗員モデル各部位に発生した物理量の応答を試験と比較することにより、解析モデルの妥当性を確認した。本研究では、

前節の衝突解析モデルを用いて衝突加速度および客室変形を出力として得て、傷害解析モデルにそれら出力を入力することで乗員傷害を解析する。ここでは、傷害解析モデルの妥当性を確認するために、衝突解析モデルで得られる衝撃を与えるのではなく、試験で実際に計測された衝撃を与えることとした。計測された衝突加速度より RTTF を算出、TTF として与えた。これらの試験では、Hybrid III AM50 ダミーが運転席に着座しており、衝突加速度に加えて乗員ダミー各部位の物理量応答も計測されている。ただし、客室変形は計測されていない。衝突試験 (Table 2.1) の中から、衝突加速度および乗員応答の両方が計測された計 24 ケースを用いた。

衝突試験で計測された衝突加速度を傷害解析モデルに与えて得られた結果を、Fig. 2.14, Fig. 2.15 および Fig. 2.16 に示す。頭部合成加速度、胸部合成加速度、胸部たわみ、左右大腿軸荷重の時刻歴について、解析と試験を比較する。また、頭部加速度時刻歴には、衝突加速度時刻歴を重ねて示す。各図の縦軸の値は、試験の FFB ($V_0=24$ km/h) における最大値に対する比として示している (大腿軸荷重は左大腿の値を基準とした)。また、Fig. 2.14(iv) において、左右の大腿軸荷重を区別して示しているが、Fig. 2.16(iv) の FFC では、左右の最大値をその衝突の FFC としている。

乗員モデル各部位の応答には、試験と解析結果のどちらにも、程度の差はあるが、衝突形態ごとに異なる傾向が示された。まず、試験結果をみると、FFB では、乗員応答に段付きのような領域があり、その後増大している。ODB は、乗員応答の前半ではその値が小さく、その後増大して、応答の持続時間が長い。OBL は、乗員応答は比較的緩やかに最大に達している。POL は、FFB と同様に一旦応答の増加が止まり、その後に急激に増大して最大値に達したのちは、これも直ぐに減少している。UND では、応答の変化が緩やかで、持続時間が長い。次に、解析結果を見ると、乗員応答の立ち上がり時刻および持続時間は試験結果とよく一致しているが、定量的な差異が生じている。頭部および胸部合成加速度は、応答の立ち上がり後の増大が試験よりも早く、二峰性がより顕著であり、最大値はより小さい傾向が現れた。一方、胸たわみは、全てのケースにおいて、最大値はより大きい。大腿骨軸荷重は、左のほうが大きいという傾向は共通したが、最大値はより小さい。

乗員各部位の傷害値と ΔV の関係は、衝突形態に応じて異なった。複数ケースが実施された FFB と ODB を比較すると (Fig. 2.15)、傷害値が同程度であっても ODB の ΔV はより大きい。また、異なる衝突速度水準で同ケース数が実施された FFB では、 ΔV の増大に伴って HIC が増大した。ODB では、衝突速度が同一でも ΔV の大きさにはばらつきがあるが (約 20~24 m/s)、 ΔV と各傷害値の間に顕著な正の相関はなかった。解析結果においても、与えられた衝突加速度の ΔV が異なっても傷害値は同程度となり、FFB における ΔV と HIC の正の相関も得られた。しかし、傷害値の大きさは、たわみ基準の胸部傷害値を除いて、試験結果より小さい値となった。次に、各ケースの傷害値について試験と解析を比較すると (Fig. 2.16)、たわみ基準の胸部傷害を除いて、低速度衝突においては解析結果が大きく、高速度では小さいという逆の関係が得られた。また、Fig. 2.15 においても明らかだが、試験におけるケース間の傷害値のばらつきに対して、解析結果におけるばらつきは顕著に小さい。

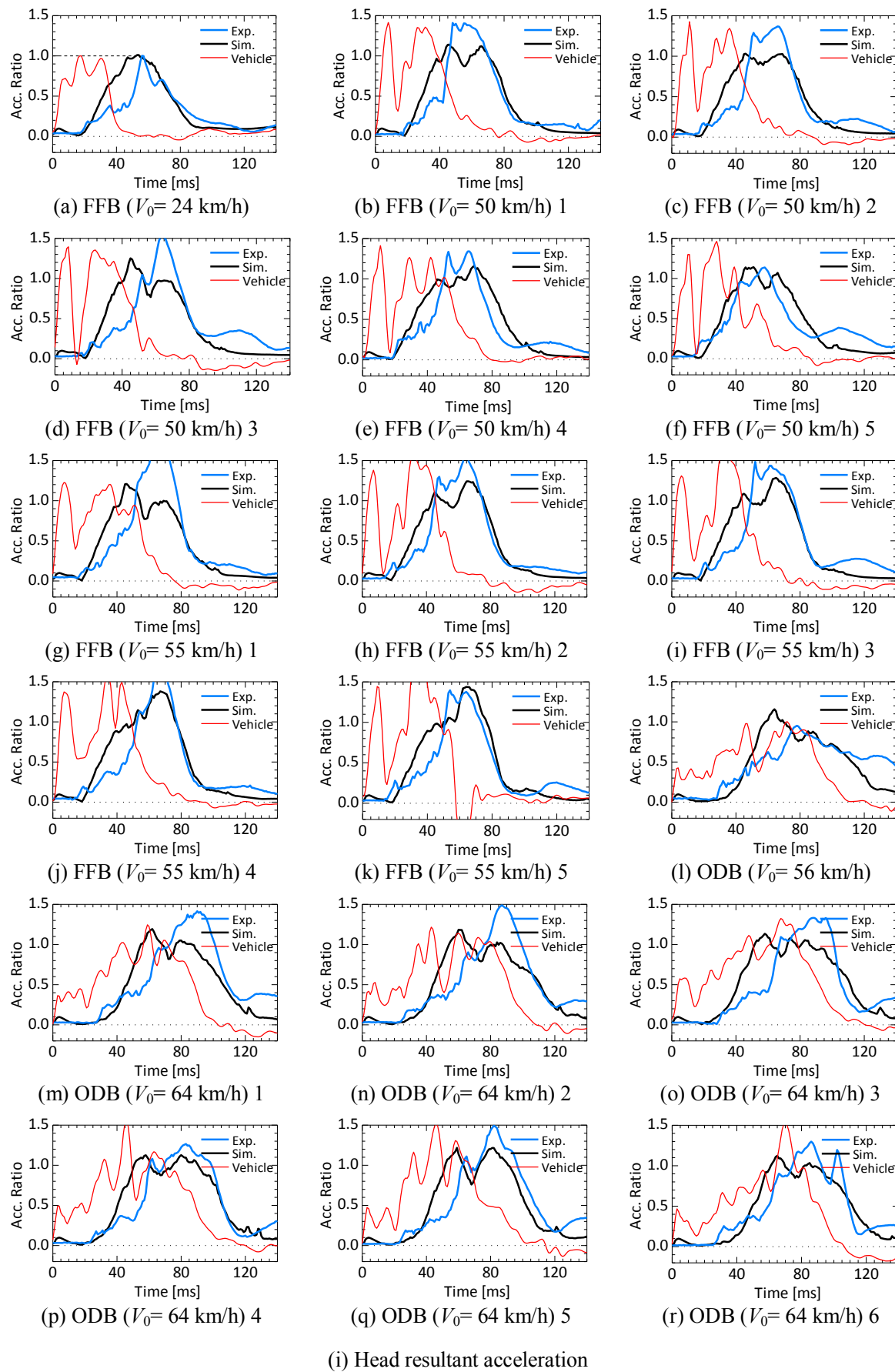


Fig. 2.14 Comparison of response of each body segment between the simulations and the tests

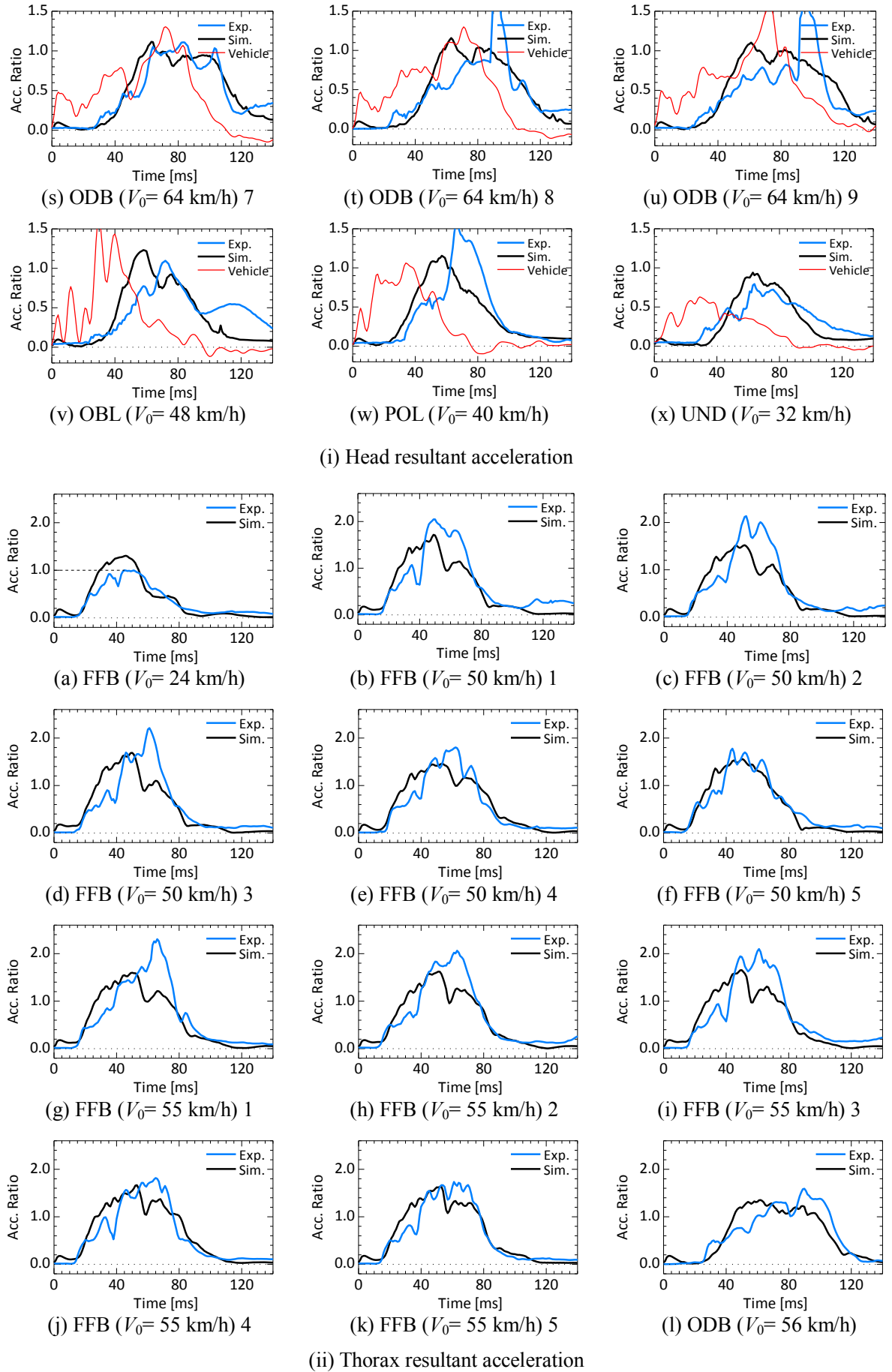


Fig. 2.14 Comparison of response of each body segment between the simulations and the tests

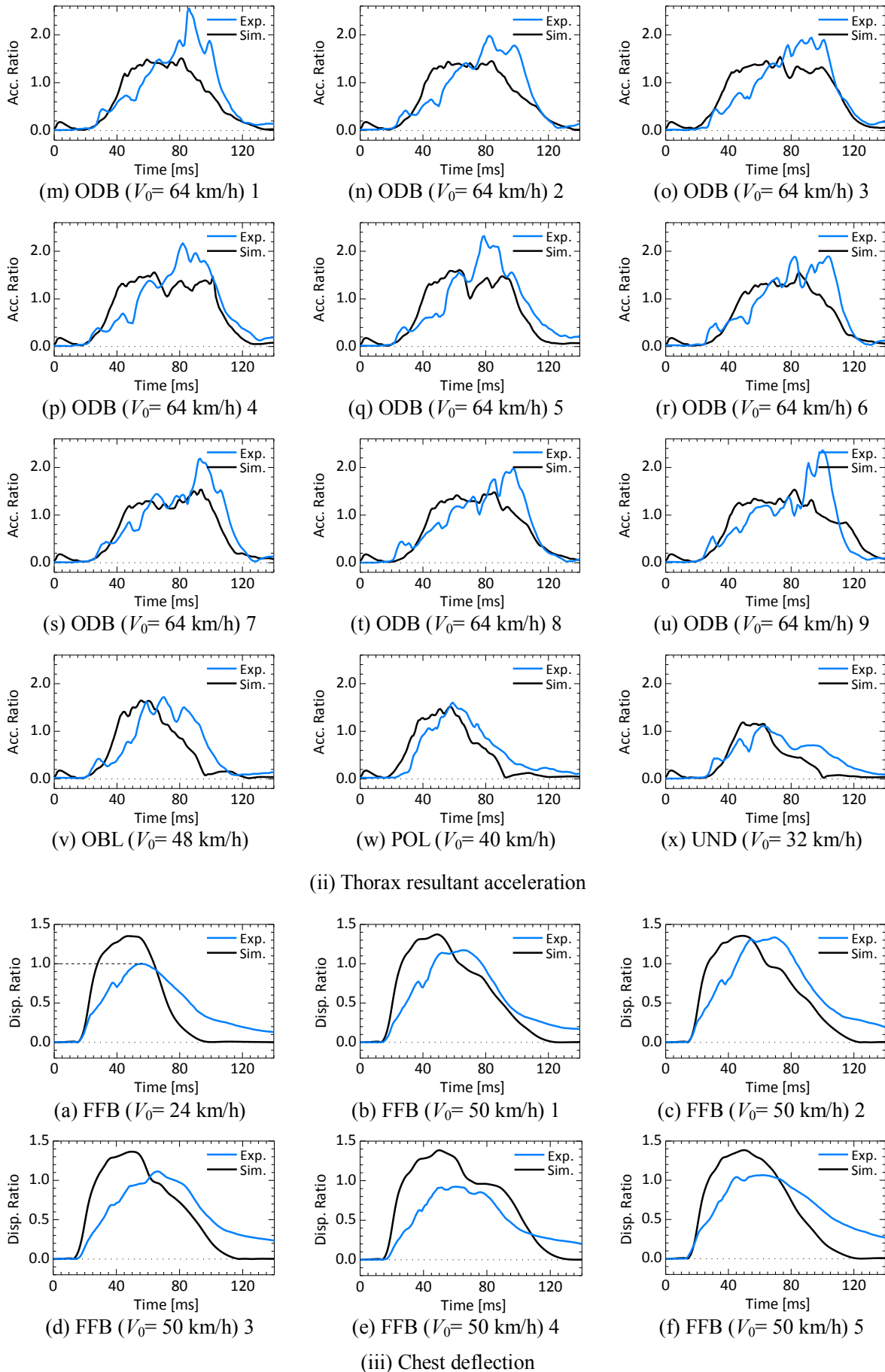


Fig. 2.14 Comparison of response of each body segment between the simulations and the tests

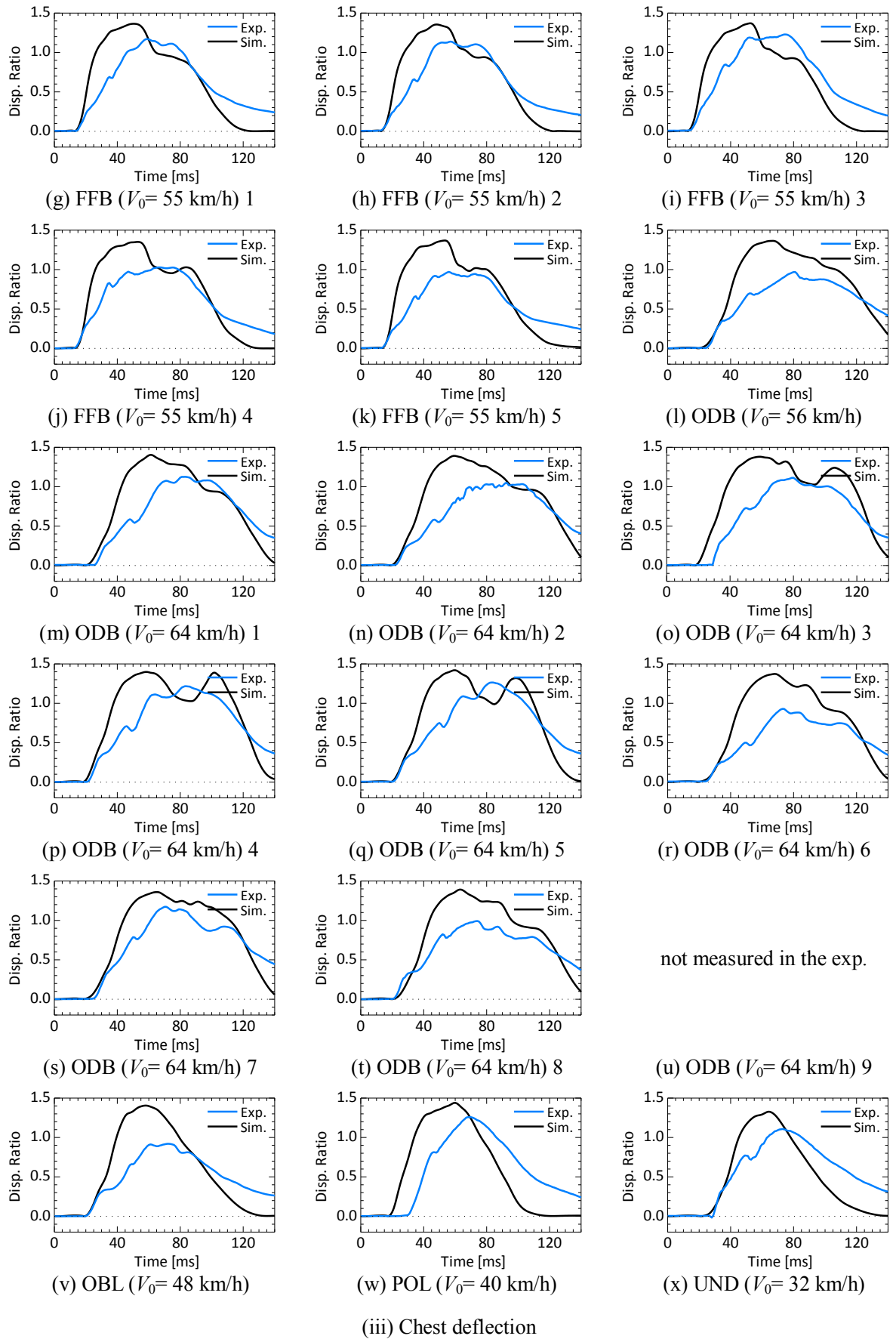
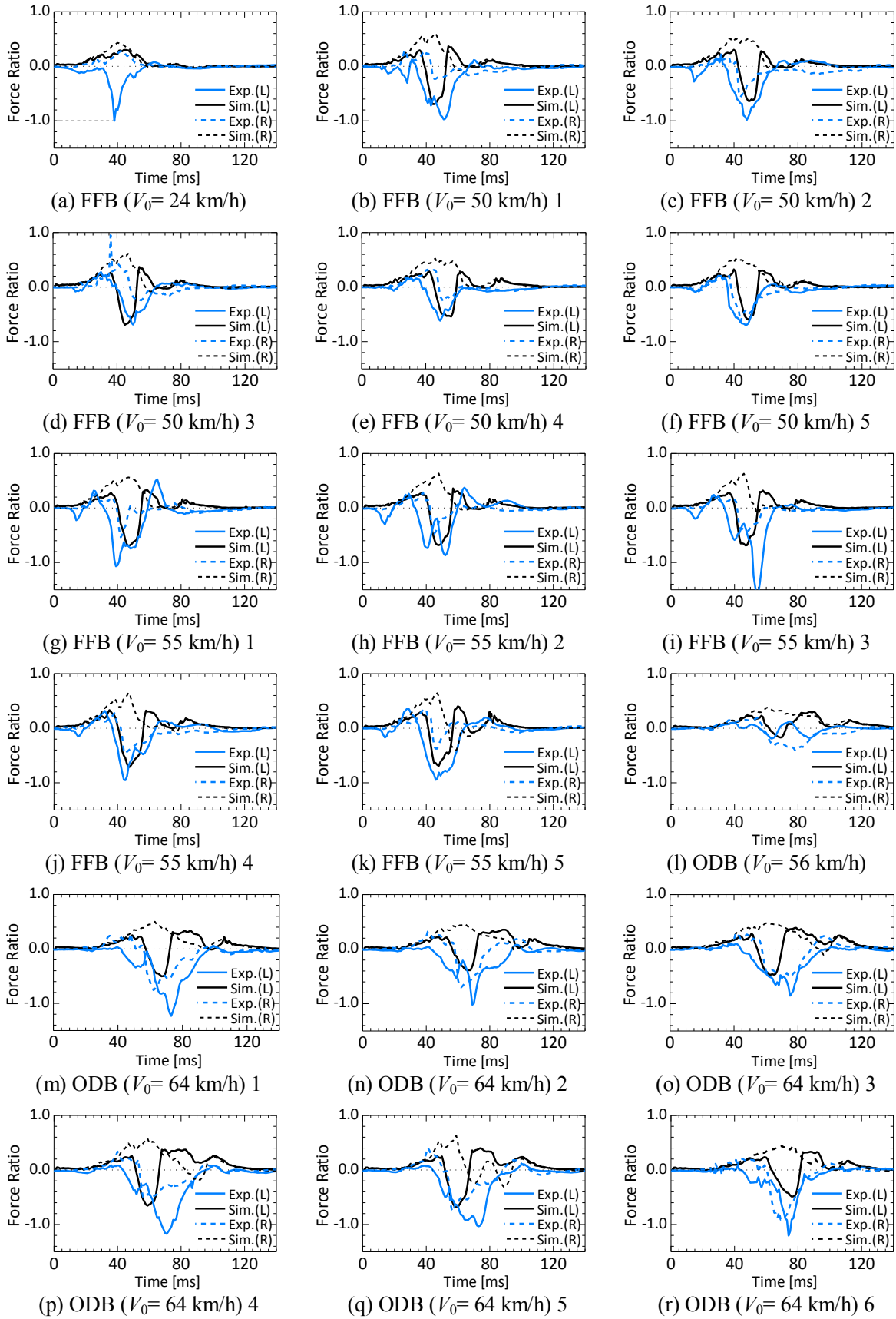


Fig. 2.14 Comparison of response of each body segment between the simulations and the tests



(iv) Femur axial force (compression: negative, tensile: positive)

Fig. 2.14 Comparison of response of each body segment between the simulations and the tests

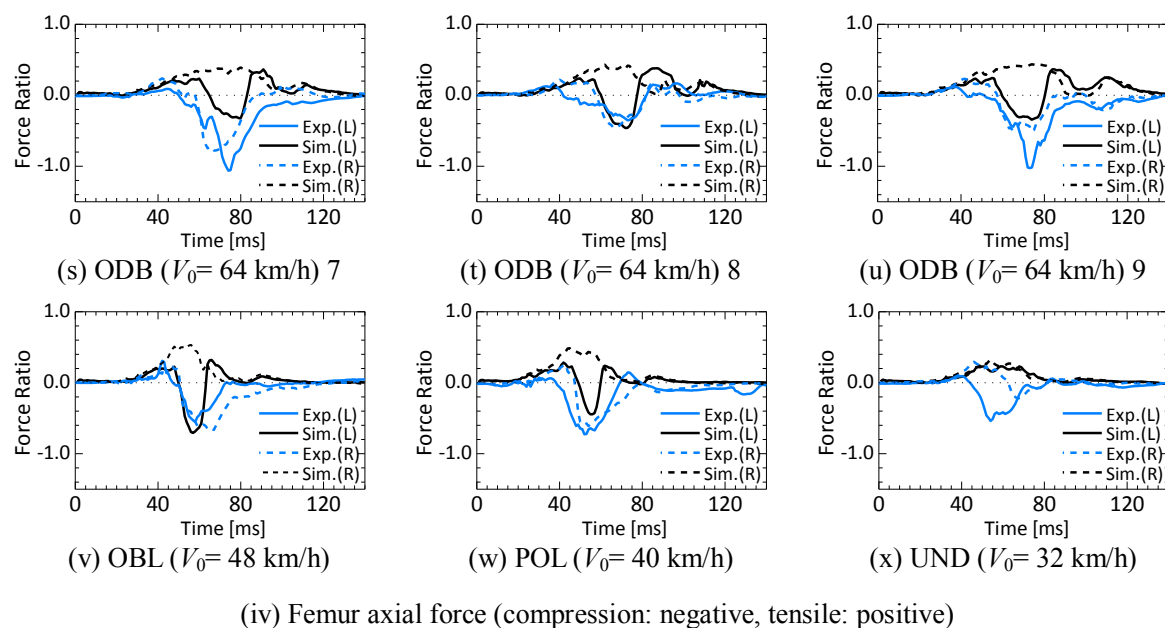
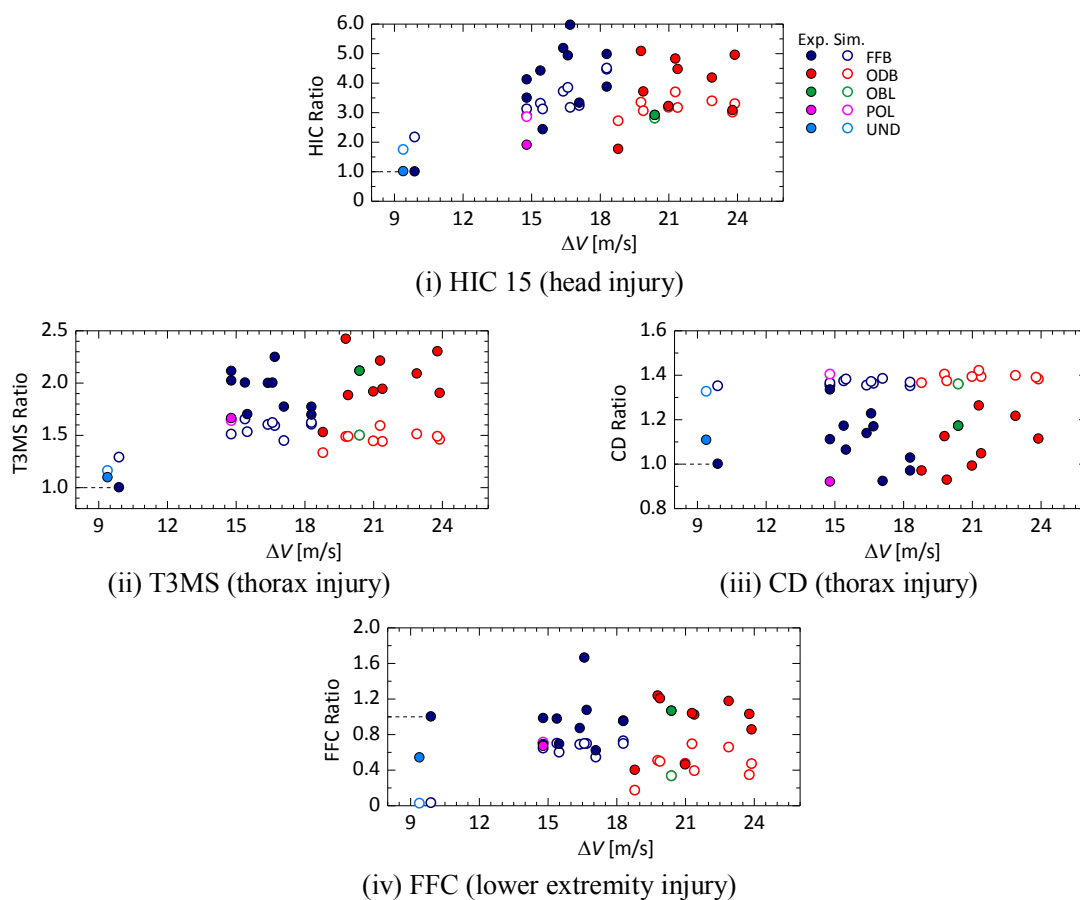


Fig. 2.14 Comparison of response of each body segment between the simulations and the tests

Fig. 2.15 Relations between injury of each body segment and ΔV in the simulations and the tests

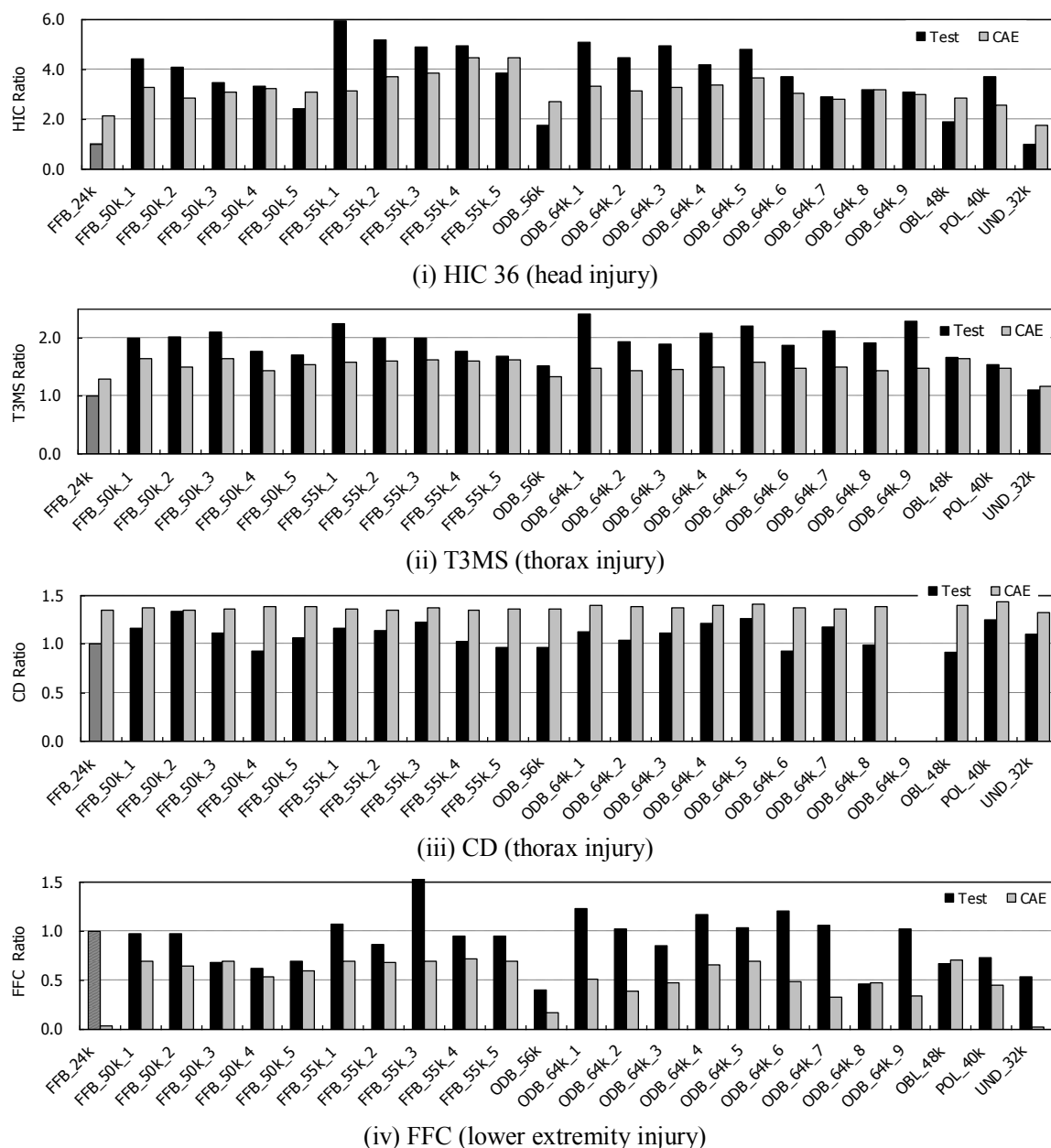


Fig. 2.16 Comparison of injury of each body segment between the simulations and the tests

これらの結果より、まず、衝突形態に応じて乗員応答が異なることが分かった。この理由として、力学的傷害因子である衝突加速度の特徴が衝突形態によって異なることが考えられる。FFBでは、衝突直後に衝突加速度のピークが、頭部や胸部の加速度応答に見られる“段付き”を引き起こしたと考えられる。ODBでの応答が、その前半で緩やかに立ち上がるのは、衝突加速度が衝突直後から比較的小さい水準で持続的に生じているためと考えられる。こうした、衝突加速度との相関は、解析結果にも表れた。なお、FFBの $V_0=55$ km/hの1ケース目は、衝突加速度の大きさが小さいにも関わらず大きな頭部加速度が生じているために、特殊なケースだと考えられる。試験結果との間に生じた各応答の定量的な差異は、乗員拘束装置モデルに起因すると考えられる。乗員応答の増加がより早い段階で現れることはシートベルトによる乗員拘束が実車よりも少なく、頭部・胸部加速度の最大値が小さいことはエアバッグによる衝撃吸

収がより多いことを示唆している。また、解析において顕著な2つのピークは、エアバッグとの接触、底付きとそれぞれ対応している。また、解析モデルでは、その客室の構成および乗員拘束装置の設定は実際より単純化されているため、乗員応答に影響を及ぼす因子は必ずしも全て考慮されていないと思われる。これらのことから、乗員拘束装置が各応答に及ぼす影響が解析において大きいと考えられる。上述のシートベルトの影響により、解析では胸部に大きな負荷が生じて胸たわみ量が大きくなったと考えられる。大腿骨軸荷重が解析において小さかった要因として、客室変形を負荷していないことが考えられる。

次に、衝突形態に応じて傷害値が異なることが試験結果において示され、本傷害解析モデルもこの差異を表現することが分かった。FFB では、比較的短時間に大きな頭部加速度が生じ、乗員拘束装置による乗員の前方への移動が十分に抑制されないために、低い ΔV の場合にも傷害値が大きくなったと考えられる。ODBにおいて、同一の衝突速度の場合でも ΔV のばらつきが大きい一方で傷害値の変化が少ないことは、衝突形態ごとに ΔV との相関が異なる可能性を示している。解析と試験における傷害値の差異は、前述の応答の差異に起因していると考えられる。また、その大小関係が衝突速度によって反転すること、ケース間の傷害値のばらつきが小さいことの要因として、前述のように、同一の入力に対する乗員拘束装置の作動状況および客室との接触状況などの現象が異なっていることが考えられる。

本研究では、衝突加速度の特徴に応じて傷害値が異なることを乗員傷害において考慮することを最終目的としているため、傷害解析モデルの求められることは、様々な衝突形態における傷害値の差異を表現することである。したがって、定量的な差異はあるが、本傷害解析モデルは、様々な衝突形態における傷害値の差異を表現することができる妥当性を持っていることが分かった。

2.4 結 言

本章では、本研究で用いる2種類の解析モデルについて、その概要、解析結果の処理方法を示し、実車と乗員ダミーを用いた衝突試験との比較に基づいた本モデルの妥当性を論じた。この衝突試験は前面衝突の5つの衝突形態のうちそれぞれ代表的な衝突に相当するが、そこで得られた結果からは、衝突加速度および乗員傷害は衝突形態に応じて異なることが示されている。

各解析モデルの概要と妥当性を以下に示す。

衝突解析モデル

- 車両有限要素モデルと4種類のバリアモデル(2種の剛体壁、剛体円筒、アルミハニカム)との衝突により、前面衝突の5つの衝突形態を模擬する。解析結果として、右サイドシル位置(前突において車体変形が及びにくい)の進行方向並進加速度(衝突加速度)、車体損傷およびブレーキペダルの右サイドシル位置への相対変位(客室変形)を得る。
- 衝突試験と同様の条件にて行った衝突解析では、衝突加速度は衝突形態に応じて異なる特徴を示し、定性的な傾向が衝突試験とよく一致した。定量的な差異が生じた要因とし

て、車両モデルの剛性が前部では実車より低く、後部の客室ではより高いことが考えられる。

傷害解析モデル

- 運転席を模した客室マルチボディモデルに、あらかじめ用意した衝突加速度を与え、シートに着座した乗員モデルの身体各部位に生じた各種物理量から傷害値を算出する。
- 衝突試験において得られた衝突加速度を入力として行った傷害解析では、乗員各部位の物理量応答は試験のダミー応答と定性的に概ね一致した。また、衝突形態に応じた傷害値の差異も一致した。乗員応答および傷害値に定量的な差異が生じた原因として、乗員拘束装置および客室との接触状況が試験と解析で異なることが考えられる。

以上より、本章の結論をまとめると、本研究で用いる前面衝突事故の解析モデルは、様々な衝突形態において生じる衝突加速度および乗員傷害の差異を表現することが分かった。

参考文献

- (1) Iwamoto, M., Kisanuki, Y., Watanabe, I., Furusu, K., Miki K., Hasegawa, J., Development of a Finite Element Model of the Total Human Model for Safety (THUMS) and Application to Injury Reconstruction, Proceedings of the 2002 IROCBI Conference, pp.31-42, 2002.
- (2) Choi, H., Han, J., Park, Y., Yoon, K., Digital Elderly Human Body Modeling, SAE Technical Paper 2009-01-2262, 2009.
- (3) Sato, F., Antona, J., Ono, K., Kamiji, K., Yasuki, T., Development of the Human FE Model for Rear-End Impact Analysis, Transaction of Society of Automotive Engineers of Japan, Vol. 41, No. 6, pp.1255-126, 2010.
- (4) Mugnai, A., Burke, G., Simulation of an Offset Crash For Tibia Index Evaluation, SAE Technical Paper 2000-01-0882, 2000.
- (5) Maletz, M., Steffan, H., Lankarani, H.M., A Potential New Approach for the Evaluation of Occupant Response in Frontal Impact Scenarios, SAE Technical Paper 2006-01-0901, 2006
- (6) 富永茂, 西本哲也, 阪本雄一郎, 益子邦洋, 日本外傷データベース解析による交通外傷における日本人版予測生存率モデル, 自動車技術会春季学術講演会前刷集, No.78-10, pp.1-6, 2010.
- (7) LS-DYNA® Keyword User's Manual, Volume I, Version 971, Livermore Software Technology Corporation, pp.14-24, 2007.
- (8) Instrumentation for Impact Test-Part 1-Electronic Instrumentation, Revised, Society of Automotive Engineers, 2007.
- (9) Alem, N., Perry, M., Design of Digital Low-pass Filters for Time-Domain Recursive Filtering of Impact Acceleration Signals, USAARL Report No.95-13, 1995.
- (10) SAE Accident Investigation and Reconstruction Practices Committee, Collision Deformation Classification, Society of Automotive Engineers, J224, 2011.

- (11) Nelson, W.D., The History and Evolution of the Collision Deformation Classification SAE J224 MAR80, SAE Technical Paper 1981-02-01, 1981.
- (12) Buzeman-Jewkes, D.G., Lövsund, P., Viano, D.C., Use of Repeated Crash-Tests to Determine Local Longitudinal and Shear Stiffness of the Vehicle Front with Crush, SAE Technical Paper 1999-01-0637, 1999.
- (14) Crosby, C., Warner, C.Y., Warner, M.H., Galati, R., Derivation of Vehicle-to-Vehicle Frontal Crash Pulse Estimates from Barrier Crash Data, SAE Technical Paper 2008-01-0174, 2008.
- (15) MADYMO Model Manual Release 7.2, TNO, pp.23-42, 2010.
- (16) MADYMO Reference Manual Release 7.2, TNO, 2010.
- (17) Foster, J., Kortge, J., Wolanin, M., Hybrid III – A Biomechanically-based Crash Test Dummy, SAE Technical Paper 770938, 1977.
- (18) Jewkes, D., Vehicle Acceleration and Compartment Intrusion for Far-Sided Occupants v. Near-Sided Occupants In Frontal Offset Collisions, SAE Technical Paper, 2003-01-0159, 2003.

第 3 章

車両衝突加速度に基づいた 衝突形態の分類および判別

3.1 緒 言

前章では、ある車両の有限要素モデルから成る衝突解析モデルが、前面衝突の 5 つの衝突形態において生じる衝突加速度の差異を表現することが分かった。つまり、この衝突解析モデルを用いて、様々な前面衝突における、乗員への力学的負荷に相当する衝突加速度および客室変形を調べることができる。これらは、乗員・客室マルチボディモデルから成る傷害解析モデルの入力となる。衝突解析モデルの衝突形態は、衝撃吸収構造体であるサイドメンバーの衝突への関与の仕方に基づいた分類であるが、乗員への力学的負荷の特徴は考慮されていない。乗員傷害予測の観点から、力学的負荷の特徴に基づいた衝突形態を定める必要がある。

事故発生時に取得可能な力学的荷重は衝突加速度だけであるということは、各衝突形態の特徴は衝突加速度により表されなければならない。衝突加速度の特徴を観察する際に、乗員傷害は衝突開始から終了までの間に乗員が受けた力学的荷重により定まるので、衝突加速度の局所的な特徴（例えば極大値）に着目することは、本研究の主旨から適当ではない。そこで、衝突加速度を一つのパターンとして、その特徴を分析することとした。また、複数のパターンをある方針の下で類似しているかたまりにまとめる、階層的クラスター分析を用いることとした。

衝突形態に応じて傷害を予測するには、車載センサに記録された衝突加速度からその衝突形態を判別する手法を構築する必要がある。衝突加速度に基づいて分類された衝突形態は、それぞれ代表的な加速度波形によってその特徴が示されることになる。この各衝突形態の代表的な衝突加速度と事故時の衝突加速度は、それぞれパターンであるので、ここでもパターン認識の考え方を用いて判別方法を定めることとした。

本章では、衝突解析モデルを用いて 5 つの衝突形態を基本とする様々な前面衝突を解析し、衝突加速度と客室変形が対応付けられた衝突データベースを作成する。そして、衝突加速度をパターンとしてクラスター分析を行い、衝突加速度の特徴に基づいて衝突形態を分類する。そして、各衝突形態の代表的な加速度波形を求める。さらに、事故時の衝突加速度からその衝突形態を判別する手法を提案し、先の衝突データベースに含まれない衝突に適用し、その妥当性を論じる。

以上より、本章では、事故時に乗員に働く力学的負荷の一つである衝突加速度に着目し、そ

の特徴に基づいて衝突形態の分類を定める、各衝突形態の代表的な加速度波形を求めるとともに、衝突加速度からその事故の衝突形態を判別する手法を構築することを試みる。

3.2 パターン認識およびクラスター分析

パターン認識とは、「パターンをそれが属すべきカテゴリに対応付ける操作. そのためには、まず対象とすべきパターン集合の構造を分析・解明（構造認識）すること、ついでその構造に基づいてパターン集合をカテゴリ集合に対応付ける機能を確立（機能認識）すること、が必要である. 広義にはそれらを総称してパターン認識という」と規定される⁽¹⁾. また、ここでいうパターンとは、「空間的または時間的に観測可能な事象で、観測された事象どうしが、同一であるか否かを区別できるか、または似ているか否かを判定できるような性質を備えたもの」と定義されている⁽¹⁾. つまり、物理現象などに観測される個々のパターンを、あらかじめ指定された分類に対応付ける操作である. パターン認識の過程には、①観測、②前処理、③特徴抽出、④決定がある⁽²⁾. ①では、パターンを処理システムで扱える形に変換してパターン認識システム内に取り込む. ②では、以降の処理を容易にするために、観測されたパターンの正規化、フィルタリング、切り出しなどを行う. ③では、カテゴリ選択に本質的で有効な情報を取り出す. ④では、抽出した特徴の値を用いて、このパターンが属するカテゴリを決定する.

本研究では、衝突加速度（パターン）をその特徴に基づいて、衝突形態（カテゴリ）に判別（認識）することを試みる. ここで、衝突加速度の特徴を抽出する方法、および衝突形態に判別する方法が重要となる. 特徴抽出の方法はパターンの性質に応じて様々あり、また判別方法は特徴の種類に応じて定まる. パターンの一種である音声信号は、衝突加速度と同様に時間関数（波形）である. 音声信号から抽出される特徴は、時間軸上での標本点における信号の強度から成るパターン自体のベクトル表現、およびフーリエ変換または線形予測などにより抽出されるスペクトルが挙げられる. 車両の衝突現象は周期性をもたないので、スペクトルとしてその特徴を抽出する方法は適さない. ベクトル表現のパターンを判別する方法として、パターン（時系列）マッチングがある. パターンマッチングは、入力パターンを各カテゴリの標準的（代表的）なパターン（テンプレート）と直接重ね合わせ、もっとも良く類似するテンプレートと同じカテゴリに分類する手法である. 入力とテンプレートの時間長さが合わない場合には、パターンの時系列順序を崩さずに局所的に伸縮する⁽³⁾. ベクトルの類似度を測る指標として、内積、相互相関、ユークリッド平方距離（テンプレート間距離）があげられる. 衝突は非周期的現象であるから、その時間長さは現象を特徴付ける重要な情報である. したがって、衝突加速度を時間軸に沿って局所的に伸縮させる必要はない.

パターンを判別するには、あらかじめカテゴリを定めておく必要がある. クラスター分析は、複数のパターンをある方針の下で類似しているかたまり（クラスター）にまとめる. ここで、類似度の指標となるのが、上述のベクトルの比較方法である. クラスター分析には、段階的にクラスターを統合（凝集、併合）していく階層的クラスター分析と、あらかじめ定められた数のクラスターにデータを振り分けていく非階層的クラスター分析がある. 本研究では、新たに定める衝突形態の数は自明でないので、階層的クラスター分析を用いる. 階層的クラスター分

析では、 n 個の事例一つずつから成る n 個のクラスターから始まり、クラスター間の類似度を総当たりで並べた類似度行列を作り、最も類似性の高い2つのクラスターを統合して1つのクラスターを作る。新たに作られたクラスターと他のクラスターとの類似度を再び計算し類似度行列を更新して、さらに統合していく。類似度の指標および統合の方法は様々あり、いずれの指標または方法を選ぶかにより結果は異なる。本研究のように、対象とする事例が量的データの場合には、類似度の指標としてユークリッド平方距離が一般的に用いられる。 n 個の事例において p 個の変量について観測値が与えられた場合、事例 a と b の観測値ベクトルを、 $\mathbf{x}_a$ 、 $\mathbf{x}_b$ とすると、ユークリッド平方距離 d_{ab} は (式(3.1)) のように定義される。この指標は値が小さいほど類似性が高いので非類似度である。また、本研究では、クラスター分析の対象は次節で作成する衝突データベース中の衝突加速度であり、そのばらつきは自明でない。このような場合には、統合方法として ward 法を用いるのが一般的である。ward 法は、分析対象の事例の性質を限定しない。ward 法では、クラスター内の各事例からそのクラスターの重心までの距離の平方和 (群内平方和) の増分が最小になるクラスターを統合していく。例えば、 $\{A, B\}$ 、 $\{C, D\}$ 、 $\{E\}$ の3つのクラスターがある時、 $\{A, B\}$ が $\{E\}$ と併合する場合の群内平方和の増分が、 $\{C, D\}$ と併合する場合より小さければ、次の段階で $\{A, B, E\}$ 、 $\{C, D\}$ の2つのクラスターになる。階層的クラスター分析では、事例を分類するのに適切なカテゴリの数を解としない。つまり、衝突形態の分類数はわからない。したがって、各階層で形成されたカテゴリの特徴をよく吟味することが重要である。

以上より、本研究では、衝突加速度の特徴をベクトルにより表し、ユークリッド平方距離を指標として互いの差異を測り、ward 法に従って衝突加速度を類似するカテゴリに振り分けて衝突形態の分類を定めることとした。また、各衝突形態のテンプレート衝突加速度と直接重ね合わせて比較することにより判別することとした。

$$\mathbf{x}_a = {}^t(x_{1a}, x_{2a}, \dots, x_{pa}), \mathbf{x}_b = {}^t(x_{1b}, x_{2b}, \dots, x_{pb})$$

$$d_{ab} = \sum_{i=1}^p (x_{ia} - x_{ib})^2 \quad (3.1)$$

3.3 衝突解析モデルによる衝突データベースの作成

3.3.1 衝突パラメータ

衝突解析モデルにおいて、その衝突パラメータを様々に設定し、様々な前面衝突を網羅する衝突解析を行う。この衝突解析モデルには、Fig. 3.1に示す5つの衝突形態がある。そこで、前面衝突を網羅するように、各衝突形態のパラメータをTable 3.1のように設定した。低速度衝突ではAACNにおける重傷予測の必要性が低いことから、衝突速度 V_0 を 50 km/h 以上とした。変形バリアモデルの衝突ラップ率 r は、オフセット衝突試験におけるニアサイド 40% を基準として、25%～100%まで 15%刻みで設定した。25～70%では、左右フロントサイドメンバの一方のみがラップする。ラップ率 10%以下は、すれちがい衝突に相当するが、車両モデルの側面

要素に大変形が生じて計算が不安定になるため除いた。また、ラップ率 80 および 100% では、同一の変形バリアモデル 2 つを左右に並べて、当該のラップ率を表現した。この時、両バリアは、隣り合う面上の節点の座標を共通とするが、互いに拘束および接触を定義していない。剛体円筒の衝突位置 p は、車両モデルの全幅に対するニアサイドからの距離として現している。ニアサイドおよびファーサイドでは、円筒バリアは左右サイドメンバーより車両中心寄りに衝突する。また、剛体円筒の直径 Φ は、ポール衝突試験において 360 mm であること、および日本国内の電信柱直径の規格 (140~400 mm) ⁽⁴⁾ を参考に定めた。各パラメータを組み合わせ、28 つの衝突形態、計 56 ケースの衝突解析を実施した。

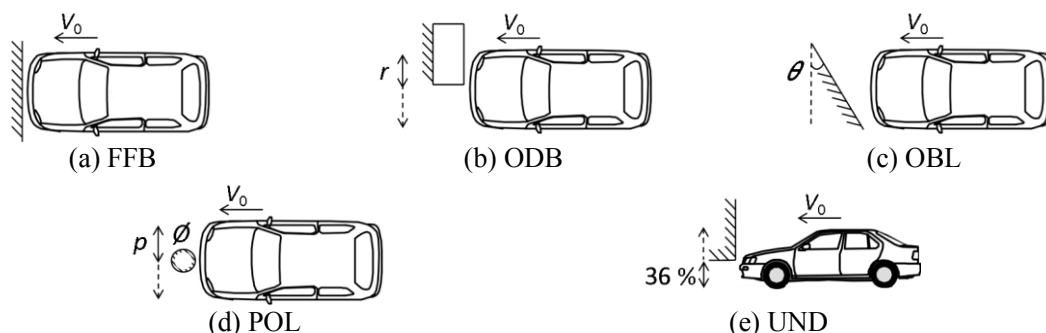


Fig. 3.1 Simulation models in vehicle-to-barrier crashes

Table 3.1 Crash parameters and those values in the vehicle-to-barrier crash simulations

Crash Parameter	Value
Collision velocity, V_0	50, 65 km/h
Wrap ratio, r	100, far/near-side 25, 40, 55, 70, 85 %
Collision angle, θ	far/near-side 15, 30, 45 degree
Collision point, p	far-side, center, near-side (70, 50, 30 %)
Pole diameter, Φ	180, 270, 360 mm

3.3.2 車両衝突加速度

様々に設定した衝突パラメータに応じて作成した衝突解析モデルにより得られた計 56 ケースの衝突加速度を Fig. 3.2 に、またデルタ V を Fig. 3.3 に示す。全ての衝突加速度およびは FFB ($V_0=50$ km/h) における最大値に対する比として示している。デルタ V も同様に、FFB ($V_0=50$ km/h) における値に対する比として示している。

全ての衝突形態に共通して、衝突速度の増大に伴って加速度の最大値は増大するが、加速度最大時刻や加速度持続時間は変化しない、という結果が得られた。つまり、定量的に変化するが定性的には変化しなかった。また、衝突直後に発生する加速度の水準は、衝突速度に関わらず一定であった。デルタ V は、全ての衝突形態に共通して、衝突速度に伴って増加した。また、その値に衝突形態による違いはほぼ現れなかった。

FFB と ODB ($r=100\%$) は、両者ともフルラップであるが、その衝突加速度は、加速度水準および時間変化ともに大きく異なった。ODB では、ニアサイド、ファーサイド衝突ともに、

ラップ率が減少すると加速度水準は低下し、加速度持続時間は長くなった。また、加速度最大時刻は、ファースイド衝突ではラップ率の減少に伴って大きく（遅く）なった。OBLでは、ニアサイド、ファースイド衝突ともに、衝突角度が増大すると加速度持続時間は長くなった。POLでは、円筒バリアの直径の変化は、いずれの衝突位置でも、衝突加速度に影響しなかった。円筒の衝突位置がニアサイド側へ移動するほど、加速度水準および持続時間はそれぞれ高く短くなった。ニアサイド衝突のうち OBL ($\theta=15$ degree) および POL では、非常に大きな加速度が発生している。

全ての衝突形態に共通した結果である、衝突速度の増大に伴って、衝突加速度は定性的な傾向を保ったまま定量的に増大するということは、衝突時の車両運動の性質を端的に示している。前面衝突の車両運動を説明する最も単純なモデルは、車体前部～客室の剛性を代表するひとつの弾性ばね k と車体質量の質点 m を直列に組み合わせたモデルである。この時、車両の運動方程式 $ma=-kx$ を解くと、衝突加速度は半正弦波の関数 ($a(t)=-\omega V_0 \sin(\omega t)$, ただし $\omega=(k/m)^{0.5}$) として表される。半正弦波は、Varat ら⁽⁵⁾、Kral⁽⁶⁾、Grimes ら⁽⁷⁾によって、三角形波、矩形波、半正弦波*に比較して、最も適切に衝突加速度を近似する関数であると報告されている。半正弦波で近似された衝突加速度は、衝突速度 V_0 が増加すると、加速度の大きさは増加し位相は不変であり、衝突データベースにおいて得られた結果と一致する。上述の近似は、車体剛性 k が衝突加速度の定性的な特徴を形作っていることを示している。ラップ率などによって衝突加速度の持続時間（半正弦波の π/ω ）や最大値（半正弦波の ωV_0 ）が異なるという結果、さらに FFB と ODB ($r=100\%$) の衝突加速度の特徴も異なるという結果より、ばね定数 k は衝突形態や衝突対象によって異なると考えられる。つまり、衝突形態に応じて衝突加速度の定性的な特徴が変化することは、衝突対象や衝突に関わる部位に応じて車体剛性が変化していることが要因と考えられる。

衝突直後の加速度水準が衝突速度によらず一定であったことは、この領域においてサイドメンバーまたはアルミハニカムバリア (ODB) に軸圧壊が生じていることを示している。軸圧壊が生じている部材にはほぼ一定の荷重が生じており、効率よく衝突エネルギーを吸収していると考えられる。

FFB と ODB (100%) の衝突加速度の特徴が異なることは、見かけ上の衝突（この場合はフルラップ）が類似しても、車両および乗員に働く加速度は異なることを示している。衝突パラメータに応じて様々な衝突加速度波形が現れたことは、サイドメンバーの衝突の関与に応じて定められた衝突形態が、力学的傷害因子を考慮していないことを裏付ける結果となった。

加速度持続時間の増大は、ラップ率の減少 (ODB)、衝突角度の増大 (OBL) および衝突位置のファースイド移動 (POL) によって現れた。この要因として、衝突に関わる部材がより少ないこと、衝撃力の方向がサイドメンバーの軸方向と平行でないためその衝突エネルギー吸収能力が十分に発揮されないことが考えられる。また、同時に加速度水準が低下したが、これも部材がエネルギーを十分に吸収していないために荷重（加速度と質量の積）が増大しないことにより説明される。これらの衝突ではデルタ V が低い要因も、同様であると考えられる。

* haversine. 半正弦波の二乗. $\sin^2(\omega t)$

非常に大きな加速度が生じる現象は、ニアサイド衝突のうち POL および OBL ($\theta=15$ degree) で現れた。車両モデルの構造は左右対称ではないので、ニアサイドおよびファースайд衝突の車両運動は異なると考えられる。また、前述のニアサイド衝突では、衝撃力が車両の前後方向と平行に伝わり、且つ接触部位の後方に右サイドシル（衝突加速度の取得位置）が位置するため、より大きな衝突加速度が取得されたと考えられる。

衝突速度とデルタ V に相関があり、衝突加速度が衝突速度に対して定量的に変化し定性的には不変であった。また、デルタ V は車両が単位質量あたりに受けた力積で、衝撃の程度を表す。このことから、衝突加速度の定性的な特徴は、衝撃の程度に依存しないと考えられる。

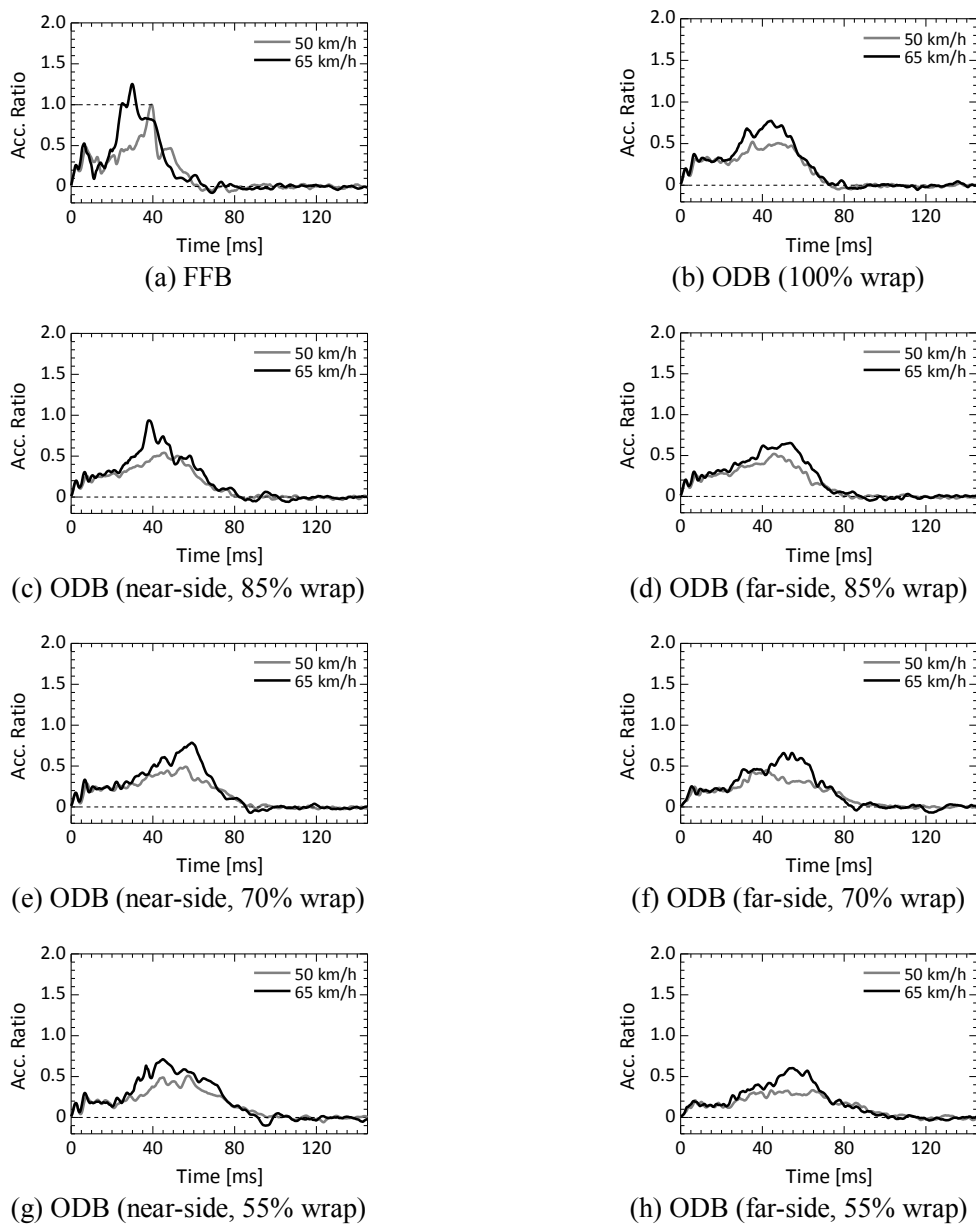
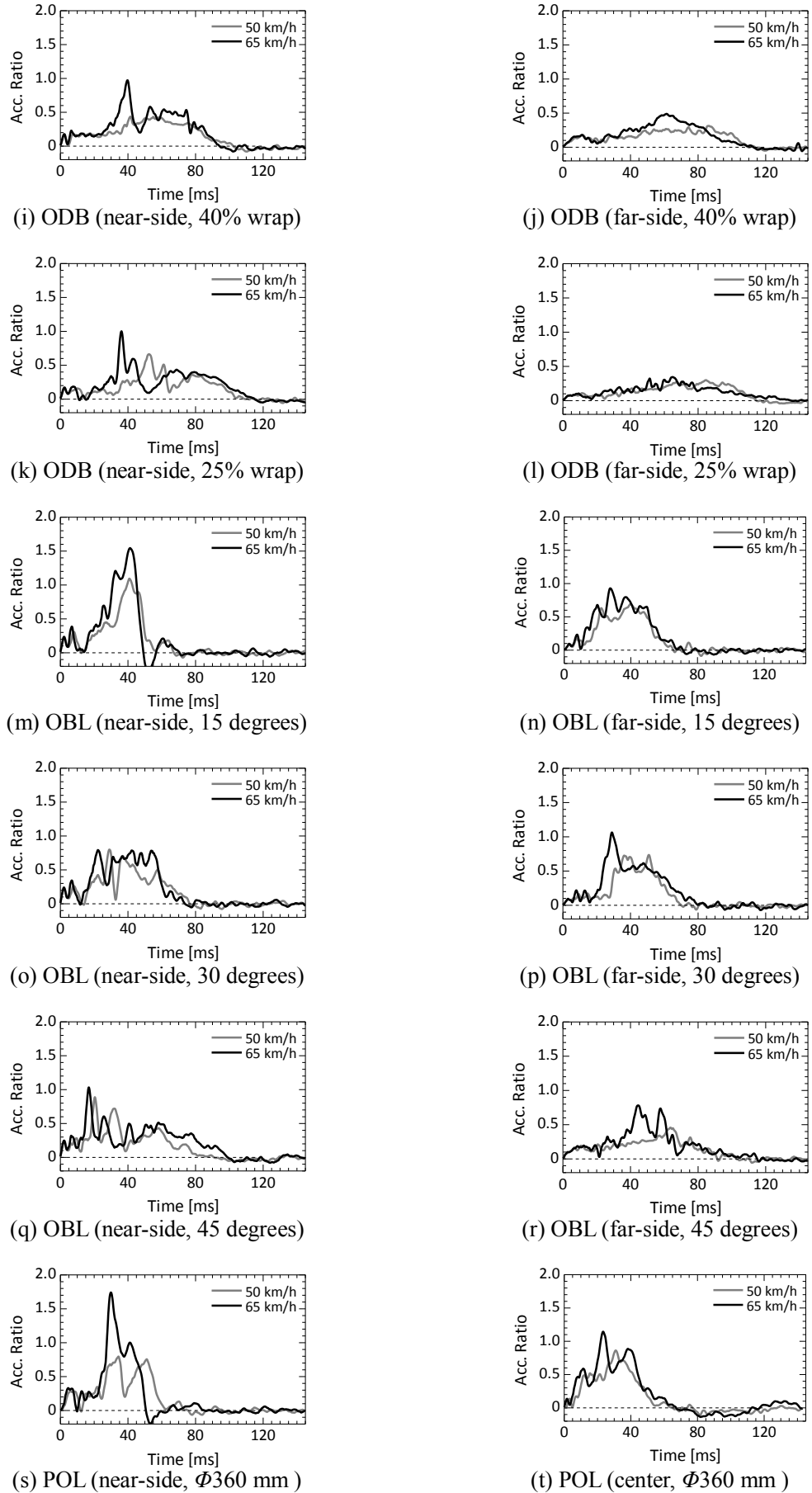
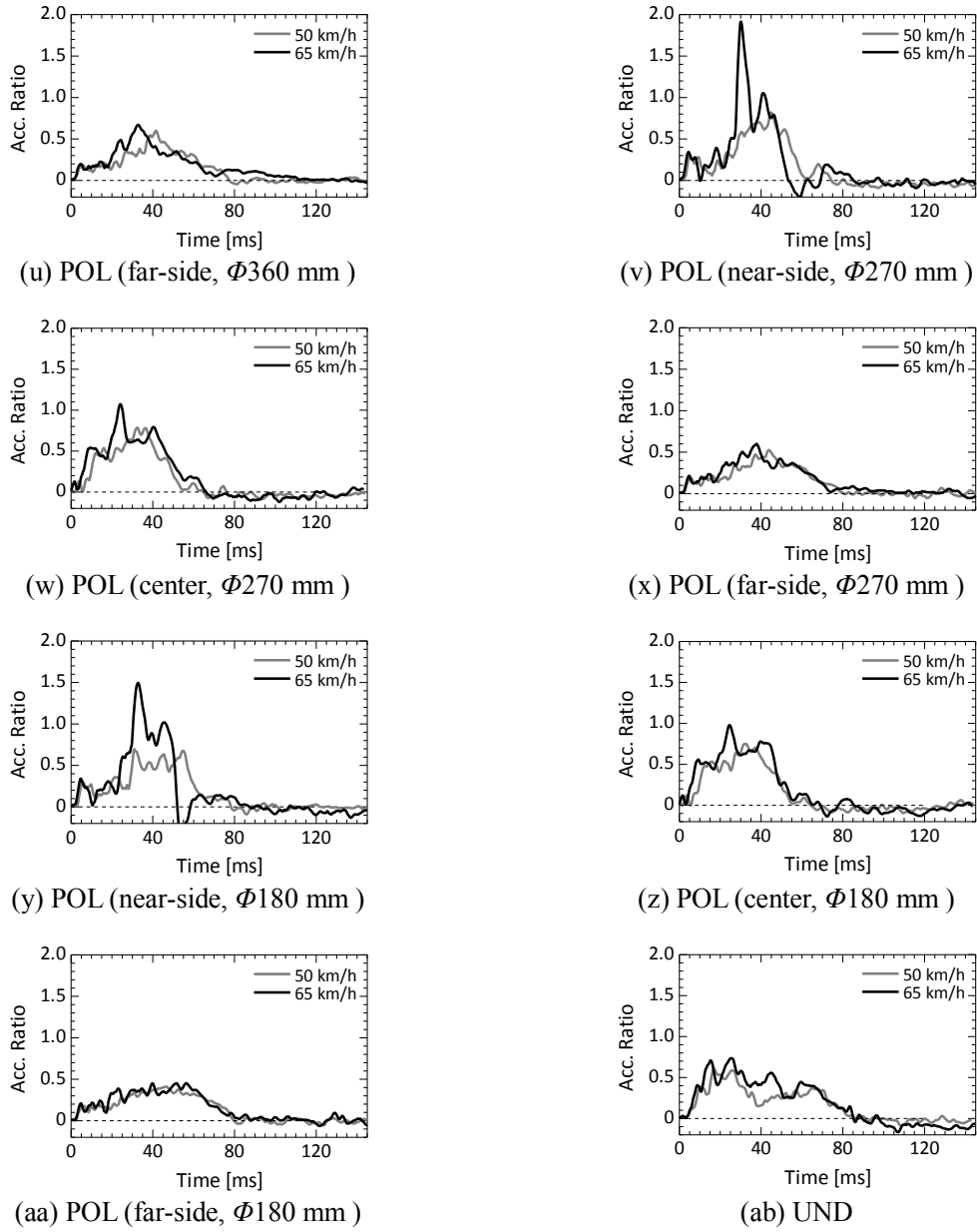
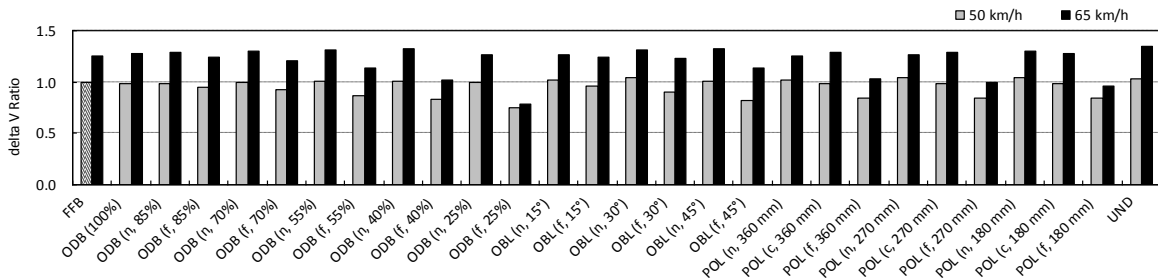


Fig. 3.2 Vehicle crash pulses in each crash pattern at the two level of V_0

Fig. 3.2 Vehicle crash pulses in each crash pattern at the two level of V_0

Fig. 3.2 Vehicle crash pulses in each crash pattern at the two level of V_0 Fig. 3.3 ΔV of each crash pattern at the two level of V_0

3.3.3 車体損傷

様々に設定した衝突パラメータに応じて作成した衝突解析モデルにより得られた計 56 ケースについて、衝突現象終了時における車体損傷の外観（上面図）をFig. 3.4に、車体損傷をもとに定めた CDC コードをTable 3.2に示す。

車体損傷および CDC コードには、各衝突パラメータとの相関が示された。衝突速度の増大にともなって、車体損傷は大きくなった。FFB, ODB ($r \geq 85\%$), OBL ($\theta \leq 15$ degree) および UND では、車両前面が全幅に渡って損傷している。ODB ($r \leq 70\%$) および OBL ($\theta \geq 30$ degree) では、ラップ率および角度と損傷幅に相関が見られる。POL では、バリア衝突部位が局所的に変形・損傷している。ファーサイドとニアサイド衝突を比較すると、車両全体の変形程度はニアサイドのほうが激しいが、CDC コードの 7 桁目（車体損傷程度）はファーサイド衝突のほうが大きい。UND では、車両前部の上部が損傷している。また、衝突データベースの 56 ケースでは、車両の進行方向は X 方向に平行なため、CDC コードの 1, 2 桁目は全て 12 となった。

以上の結果より、衝突形態、衝突加速度および車体損傷の間に相関があることを、本衝突解析モデルにおいても確認することができた。したがって、衝突形態判別の正誤を CDC コードに基づいて評価する、という本研究の方針が妥当であると考えられる。

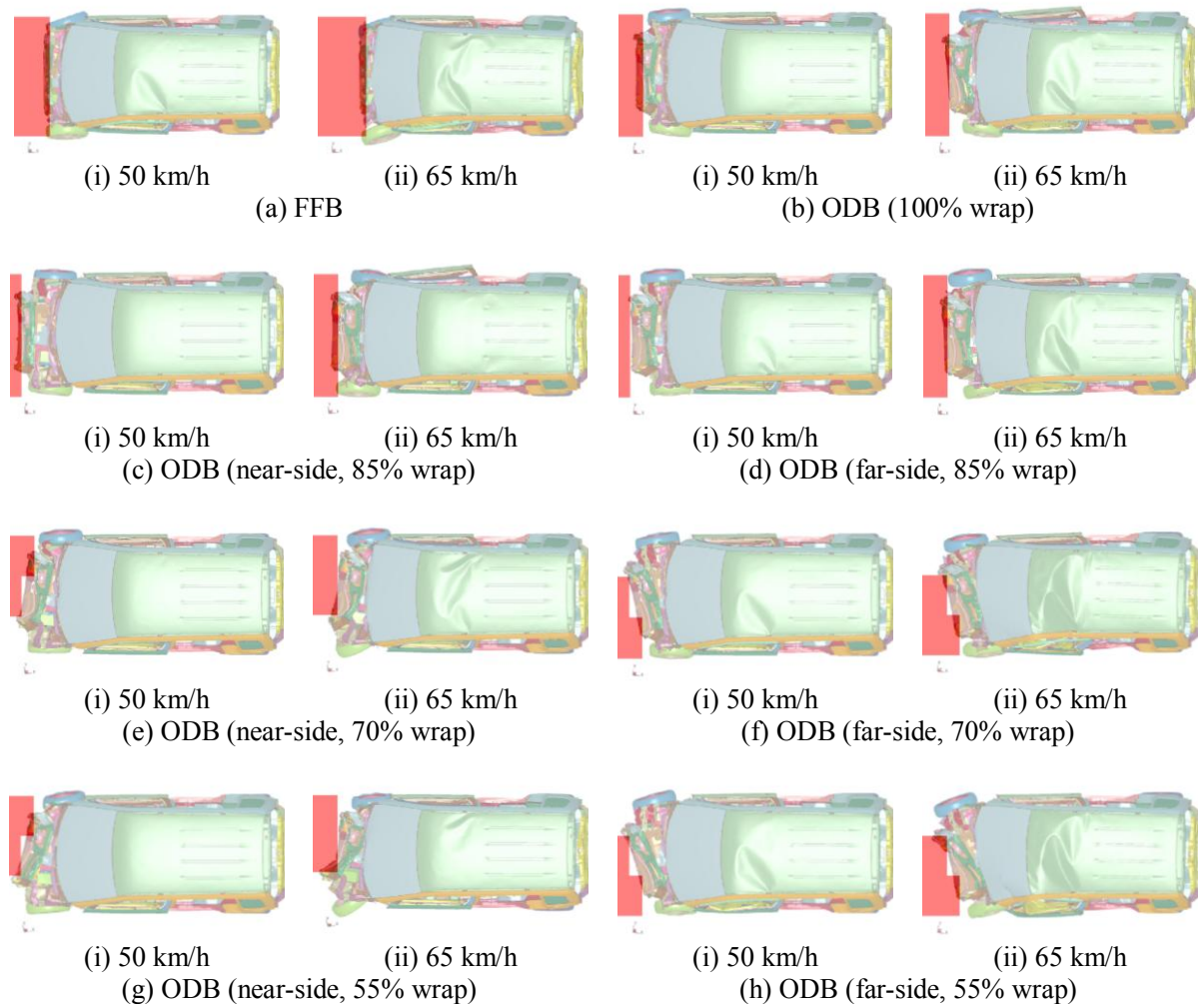
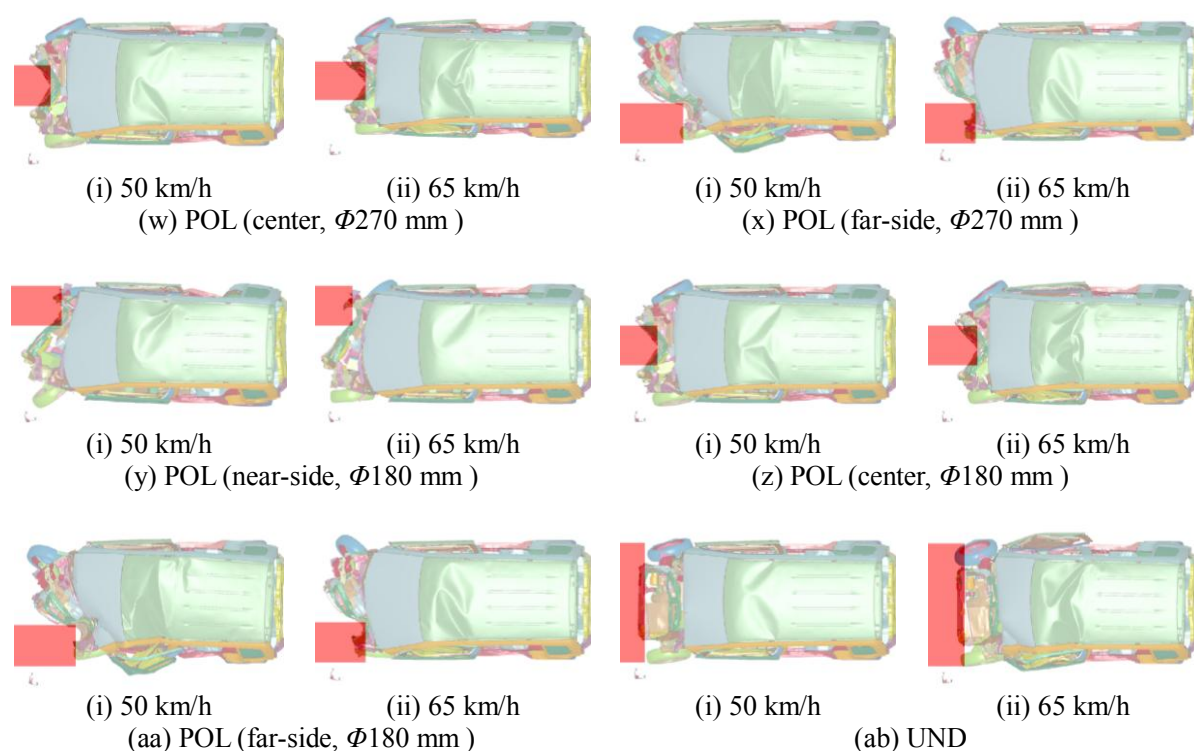


Fig. 3.4 Vehicle damage from top view in each crash pattern at the two level of V_0

Fig. 3.4 Vehicle damage from top view in each crash pattern at the two level of V_0

Fig. 3.4 Vehicle damage from top view in each crash pattern at the two level of V_0 Table 3.2 CDC code of each crash pattern at the two level of V_0

	50k	65k		50k	65k
FFB	12FDEW3	12FDEW4	ODB($r=100$)	12FDEW2	12FDEW2
ODB(n, $r=85$)	12FDEW1	12FDEW2	ODB(f, $r=85$)	12FDEW1	12FDEW2
ODB(n, $r=70$)	12FZEW1	12FZEW2	ODB(f, $r=70$)	12FYEW2	12FYAW3
ODB(n, $r=55$)	12FZEW2	12FZEW2	ODB(f, $r=55$)	12FYEW2	12FYAW3
ODB(n, $r=40$)	12FZEW2	12FZEW3	ODB(f, $r=40$)	12FYEW2	12FYEW2
ODB(n, $r=25$)	12FREE3	12FZEW3	ODB(f, $r=25$)	12FLAW2	12FLAW5
OBL(n, $\theta=15$)	12FZAW4	12FDEW3	OBL(f, $\theta=15$)	12FDEW4	12FDEW3
OBL(n, $\theta=30$)	12FZEW3	12FZEW4	OBL(f, $\theta=30$)	12FYEW4	12FYEW5
OBL(n, $\theta=45$)	12FDAW6	12FDAW6	OBL(f, $\theta=45$)	12FYAW6	12FYAW5
POL(n, $\Phi=36$)	12FREN5	12FREN3	POL(c, $\Phi=360$)	12FCEN3	12FCAN4
POL(f, $\Phi=360$)	12FLAN5	12FLEN4	POL(n, $\Phi=270$)	12FREN5	12FREN3
POL(c, $\Phi=270$)	12FCEN3	12FCAN4	POL(f, $\Phi=270$)	12FLAN5	12FLEN4
POL(n, $\Phi=180$)	12FREN4	12FREN3	POL(c, $\Phi=180$)	12FCEN3	12FCAN4
POL(f, $\Phi=180$)	12FLAN5	12FLEN4	UND	12FDHW2	12FDHW3

3.4 車両衝突加速度の階層的クラスター分析による衝突形態の分類

3.4.1 車両衝突加速度の階層的クラスター分析

衝突データベースにおいて、衝突加速度の定性的な特徴は、衝突速度に依存しないことが分かった。そこで、衝突加速度に基づいて新たに衝突形態を分類する際には、デルタ V によって加速度値を除いた衝突加速度について、時間軸を変更することなく類似度を観察すればよいと

考えられる。デルタ V は衝突加速度の時間積分であり、加速度と時間軸のなす面積に相当する。つまり、デルタ V により衝突加速度を除すことは、衝突加速度のサイズの影響を無くし、形のみの特徴が現れるようにすることである。まず、各ケースの衝突加速度をデルタ V により除して正規化する。次に、この衝突加速度を 1 ms 間隔に離散化して 150 次元ベクトルとする。衝突加速度は、衝突解析結果 (0~150 ms) より、ある加速度水準を超えた時刻を時間 0 として取得されている (第 2.3.3 項)。このためベクトルの 150 次元近傍では値が 0 となるが、ベクトル全体への影響は無視できると考えられる。各ケースのベクトルから、ユークリッド平方距離を算出する (式(3.1))。この非類似度の算出を Fig. 3.5 に概説する。

なお、本研究では、統計処理ソフトウェアとして、IBM SPSS Statistics 19 を用いた。

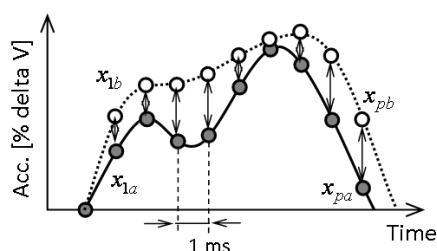


Fig. 3.5 Measuring difference

前節にて作成した衝突データベースの 56 ケースには、衝突速度を除いた衝突パラメータの組み合わせから 28 の衝突形態が含まれている。28 の衝突形態には、それぞれ 2 ケース (50, 65 km/h) が属している。そこで、この 56 ケースを 28 個のクラスターから最小の 2 個まで段階的に統合した。

クラスタリング段階 1 から 16 (クラスター数 13) までは、各クラスターに振り分けられた解析ケースの CDC コードが、他のクラスターと共通であった。Fig. 3.6 に、クラスタリング第 17 段階の 12 個のクラスターに属する衝突データベース中の解析ケース、および以降の段階におけるクラスターの統合を示す。この図は、階層的クラスター分析の結果の表示方法として一般的に用いられるデントログラム (樹木図) である。図の右へ段階が進むごとに、クラスターの統合が一つ出現している。まず、第 17 段階について、各クラスター中の解析ケースの衝突形態は、概ね共通している。この段階では、衝突形態とともに衝突速度に応じて、振り分けられるクラスターが異なっている (#12 と #2 の POL 正面衝突)。各クラスターに振り分けられたケース数はそれぞれ異なり、クラスター #9 の所属ケース数は 2 であるのに対して、#10 には 10 ケース所属している。クラスタリングが第 22 段階まで進むと、各 7 つのクラスターの CDC コードは、互いに独立となった。いくつかの CDC コードは複数のクラスターに共通して属したが、その CDC コードに該当する解析ケースの数は、ある一つのクラスターにおいて最大となった。この第 22 段階を、Fig. 3.6 に一点鎖線にて示す。この時、各クラスターに属する解析ケースの衝突形態の傾向は、より明確となった。クラスター #1 には FFB と POL 正面、#2 には ODB 小ラップ率 25~50%、#3 には ODB 中ラップ率 55~70%、#4 には ODB 高ラップ率 (85~100%) および POL 低速度、#5 には UND、#6 には OBL ニアサイド 15 度、#7 には POL ニアサイド高

速度衝突のケースがそれぞれ属している。また、各クラスターに属する解析ケース数は、順に、10, 10, 10, 17, 4, 2, 3 であった。OBL の各解析ケースは、複数のクラスターにばらついた。最終第 27 段階では、FFB, POL 正面およびニアサイド高速度衝突の属するクラスターと、その他 ODB 等が属するクラスターに統合された。

衝突データベース中の 56 ケースをその衝突加速度を変数とした階層的クラスター分析の結果より、見かけ上の衝突形態と衝突加速度は必ずしも相関しなかったことから、衝突加速度の特徴に基づいて新たに衝突形態を定めるという本研究の手法は妥当であると考えられる。

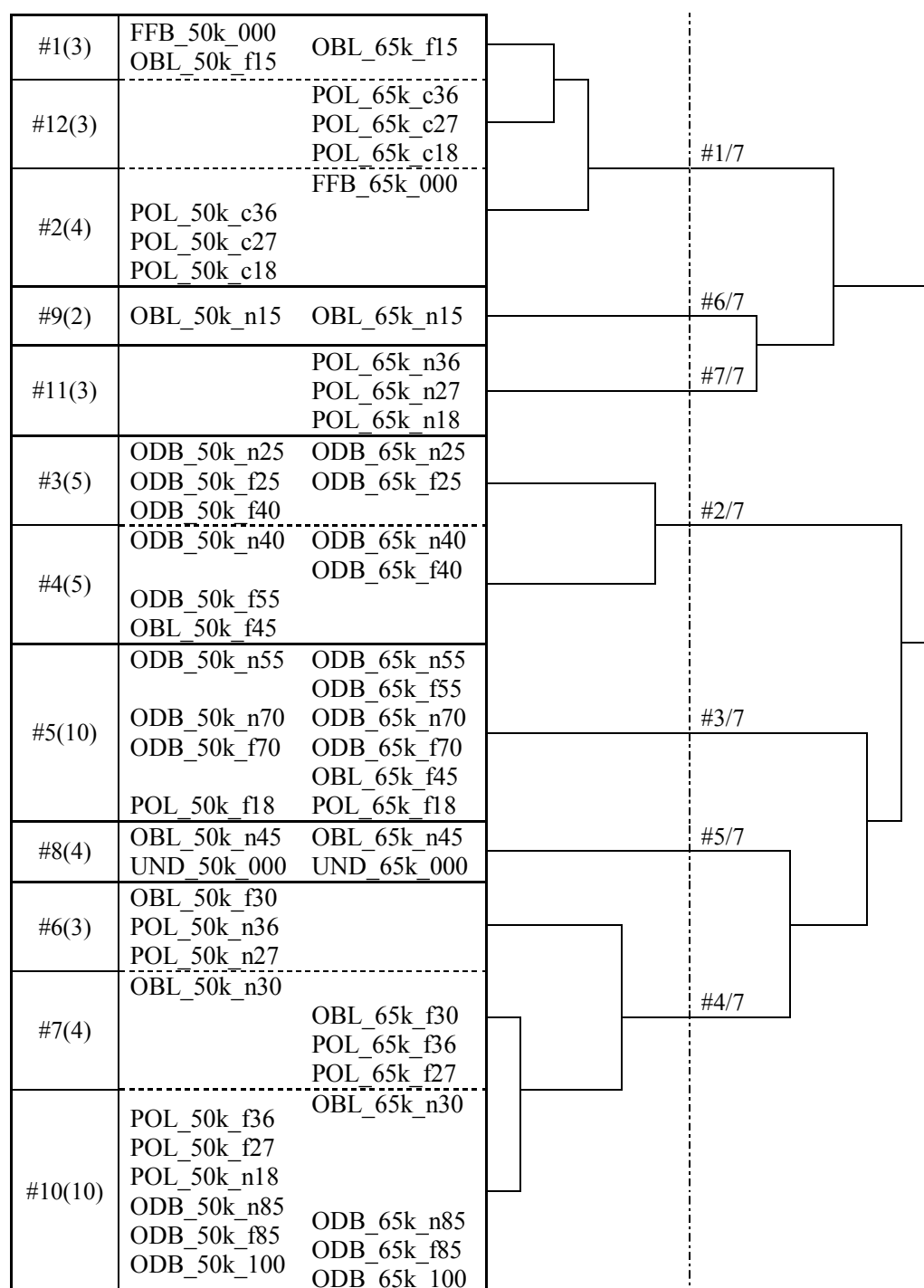


Fig. 3.6 Dendrogram (tree-chart) from the cluster analysis: ID of cluster (number of cases)

3.4.2 各階層における各衝突形態の特徴

階層的クラスタ分析では、各事例の変数 $\mathbf{x}$ の類似度 d を基にクラスタを生成するだけで、生成された各クラスタの特徴や、いずれのクラスタリング段階において事例が適当に分類されているかは分からない。そこで、適当なクラスタ数（衝突形態分類の数）を選定するために、生成された各クラスタの特徴を調べる。

加速度波形

第 17 段階から最終段階まで、各クラスタに属する解析ケースの衝突加速度を平均することにより、その代表的な加速度波形（テンプレート）を求めた。なお、衝突加速度は各々のデルタ V により正規化されているので、テンプレートのデルタ V はほぼ 1 m/s となる。Fig. 3.7 に、各段階における各クラスタのテンプレート加速度波形を示す。全段階において、縦軸（加速度）は第 17 段階におけるクラスタ#1 の最大値に対する比としている。各テンプレートは、衝突直後に大きな加速度が発生して持続時間の短いもの、衝突中盤（20 ms）以降に非常に大きな加速度が短時間に出現するもの、持続時間が長くなると共に加速度の水準が低くなるものがある。段階が進むと共に、各クラスタに属するケース数は必然的に多くなるので、テンプレート間の加速度水準の差は小さくなる。特に、第 22 段階の#6 と#7 が第 23 段階の#6 に統合される際には、それまでの加速度最大値からそれぞれ、2 割以上低下している。さらに第 24 段階では、UND の特徴を代表していた波形が#4 に吸収されて消滅している。最終段階では、衝突の前半に大きい加速度が生じて短時間に衝突の終了する波形と低い加速度が長く持続する波形に集約されている。

以上より、階層的クラスタ分析により生成された各クラスタ（新たな衝突形態となりうる分類）は、それぞれに属する衝突ケースの衝突加速度の特徴をよく反映していると考えられる。ただし、クラスタ数が 6 つ以下に統合されると、元の解析ケースの特徴が明らかに消滅したため、衝突加速度の観点からは分類数を 7 つ以上とするのが適当と思われる。

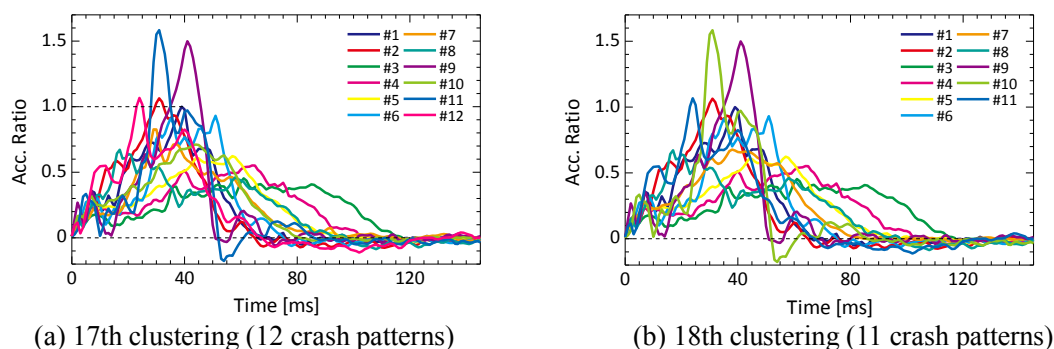


Fig. 3.7 Template crash pulse of each cluster in each clustering level

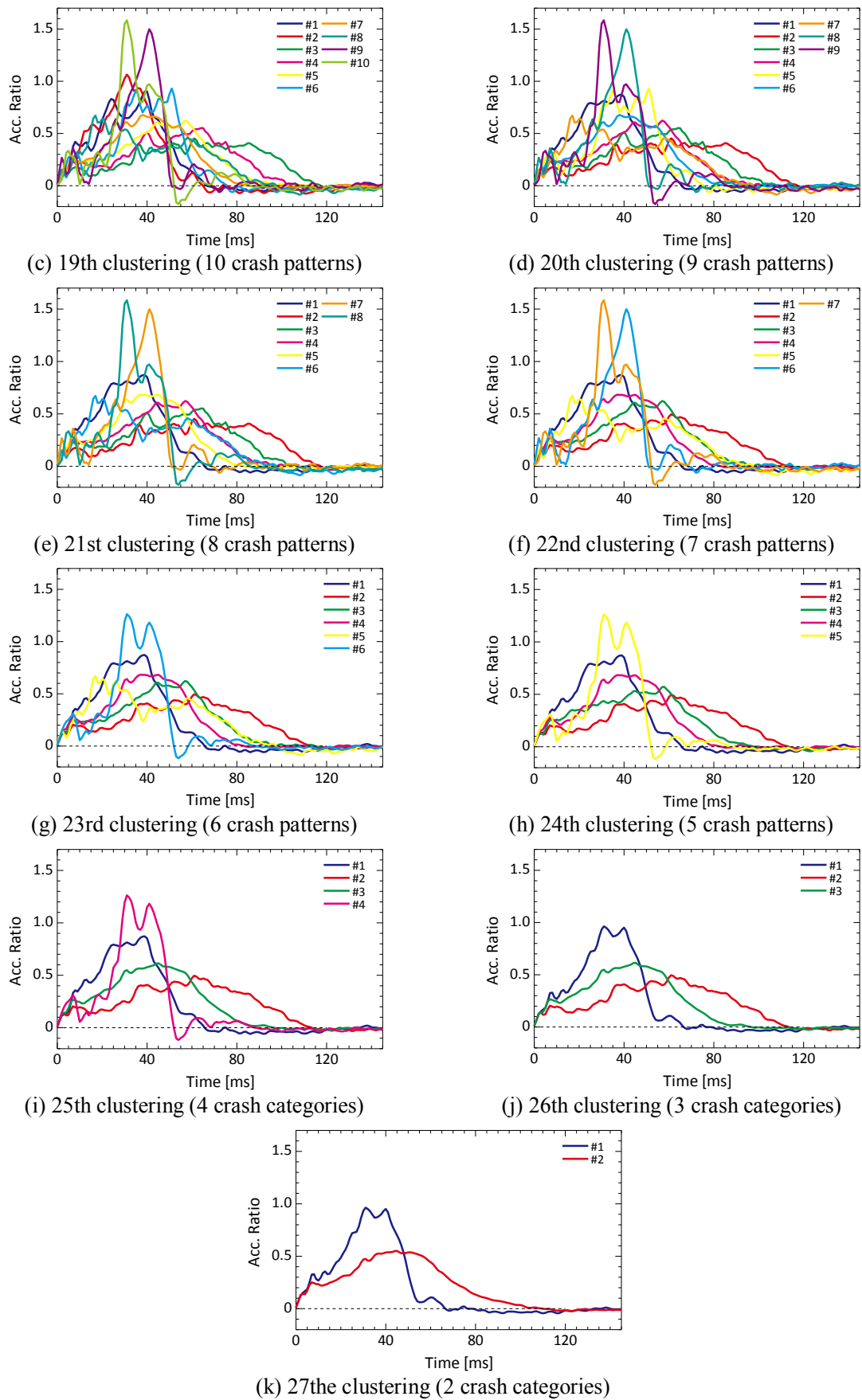


Fig. 3.7 Template crash pulse of each cluster in each clustering level

車体損傷 (CDC コード)

各クラスタリング段階において、各クラスターに属するケースの CDC コードを列挙し、それに該当するケース数、他のクラスターとの重複を調べた。前述のように、第 17 段階（クラスター数 12）において、各クラスターの CDC コードの少なくとも一つは他のクラスターには存在しないか、存在しても当該のケース数は多くなった (Table 3.3(i))。ただし、ここでは、“12FZEW3” および “12FDEW4” の 2 種類が、それぞれ同数だけ複数のクラスターに属した。この二つは、それぞれ各種 ODB および FFB と OBL ($f, \theta=15$) の CDC コードである (Table 3.2)。第 22 段階（クラスター数 7）になると、これら 2 つの CDC コードは、それぞれ #1 にのみ存在し、#3 においてケース数最大となった。つまり、各クラスターの CDC コードに現れる特徴が、互いに独立となった。表中の太字は、各クラスターに固有の CDC コードを示している。

以上より、クラスター数が 12 以下であれば各クラスターの衝突加速度と車体損傷の相関は互いに独立となったことから、衝突加速度と車体損傷の間に相関があることが分かった。したがって、衝突加速度から客室変形を推定する本研究の方針は、妥当であると考えられる。さらに、クラスター数が 7 以下になると衝突データベース全て（つまり前面衝突全て）を網羅したうえで、衝突加速度の特徴と車体損傷の特徴が対になって分類された。したがって、衝突解析モデルの車両の前面衝突の場合、車体損傷と相関のある衝突形態は、7 つであると考えられる。

Table 3.3 CDC codes: CDC (number of cases) overlapping cluster

(i) 12 crash categories	
	CDC Code
#1	12FDEW3 (2)#9, 12FDEW4(1)#2
#2	12FCEN3 (3), 12FDEW4(1)#1
#3	12FREE3 (1), 12FLAW2 (1), 12FLAW5 (1), 12FZEW3(1)#4#7, 12FYEW2(1)#4#5
#4	12FYEW2 (2)#3#5, 12FYAW5 (1), 12FZEW3(1)#3#7, 12FZEW2(1)#5
#5	12FZEW2 (4)#4, 12FYAW6 (1), 12FYAW3 (2), 12FLAN5(1)#7, 12FLEN4(1)#10, 12FYEW2(1)#3#4
#6	12FYEW4 (1), 12FREN3 (2)#10
#7	12FYEW5 (1), 12FLAN5 (2)#5, 12FZEW3(1)#3#4
#8	12FDAW6 (2), 12FDHW2 (1), 12FDHW3 (1)
#9	12FZAW4 (1), 12FDEW3(1)#1
#10	12FDEW2 (4), 12FDEW1 (2), 12FZEW4 (1), 12FLEN4 (2)#5, 12FREN3(1)#6
#11	12FREN5 (2), 12FREN4 (1)
#12	12FCAN4 (3)

Table 3.3 CDC codes: CDC (number of cases) overlapping cluster

(ii) 7 crash categories	
CDC Code	
#1	12FDEW3(2)#6, 12FDEW4(2), 12FCEN3(3), 12FCAN4(3)
#2	12FREE3(1), 12FZEW3(2)#4, 12FYAW5(1), 12FLAW2(1), 12FLAW5(1), 12FYEW2(3)#3, 12FZEW2(1)#3
#3	12FZEW2(4), 12FYAW6(1), 12FYAW3(2), 12FLAN5(1)#4, 12FLEN4(1)#4, 12FYEW2(1)#2
#4	12FYEW4(1), 12FYEW5(1), 12FZEW4(1), 12FLAN5(2)#3, 12FLEN4(2)#3, 12FREN3(3), 12FDEW1(2), 12FDEW2(4)#2, 12FZEW3(1)#2,
#5	12FDAW6(2), 12FDHW2(1), 12FDHW3(1)
#6	12FZAW4(1), 12FDEW3(1)#1
#7	12FREN5(2), 12FREN4(1)

3.4.3 車両衝突加速度の特徴に基づいた衝突形態

前項において、各クラスタリング段階における各クラスターの特徴から、クラスター数を 7 とすると、衝突加速度と車体損傷の特徴が対になって分類されることが示された。この 7 つを、本研究の定める、衝突加速度に基づく新たな衝突形態とする。ここでは、各衝突形態のテンプレート加速度波形および CDC コードを示し、その特徴を述べる。

各衝突形態のテンプレート加速度波形は、それぞれある衝突の特徴をよくとらえていると考えられる。Fig. 3.8 では、#1 の最大加速度に対する比として示している。#1 から #4、#3、#2 の各波形は、ラップ率が徐々に減少していく衝突の特徴をそれぞれ現している。#5 はアンダーライドの右肩下がりの特徴を現している。#6 は斜めニアサイド 15 度の衝突を代表している。ここでは、衝突加速度を計測する右サイドシルに向かって、右サイドメンバーの軸方向とほぼ平行に強い衝撃が加わるため、大きな加速度が生じている。#7 はニアサイドへ高速度ポール衝突を代表している。

各衝突形態のテンプレート CDC (Table 3.4) は、衝突加速度に応じた特徴、および速度水準に応じた各衝突形態のばらつきを示している。#1 はフルラップ衝突を代表していて、CDC コード三桁目の D が車体全幅に渡って変形していることと対応している。#4 は、#1 よりラップ率が小さいニアサイドおよびファーサイド衝突を代表している。“12FDEW*” は、#1 にも見られる CDC コードであり、アルミハニカムバリアに衝突する解析ケースであることから七桁目の変形程度が小さい。また、#4 は衝突データベースから振り分けられた解析ケースの最も多い衝突形態であることから、ばらつきが大きい。#3、ラップ率がさらに減少しているために、車体の変形幅も減少していることが、三桁目の Z および Y に現れている。#2 は、最もラップ率の小さい衝突を代表している。#4 に共通する“12FYEW*” および“12FZEW*”の七桁目がより大きくなっていることは、ラップ率がより小さいために衝突に関与する部位が少ないために変形が大きくなることを示している。#5 の CDC コードのうち“12FDHW*”の四桁目は、車体前部の上側が衝突に関与するアンダーライド衝突を表している。#6 はニアサイドへの衝突 (Z) で、大きく変形する様子を表している。#7 は、ニアサイドの狭い範囲へ衝突し (R)、大きく変形する様子を表している。

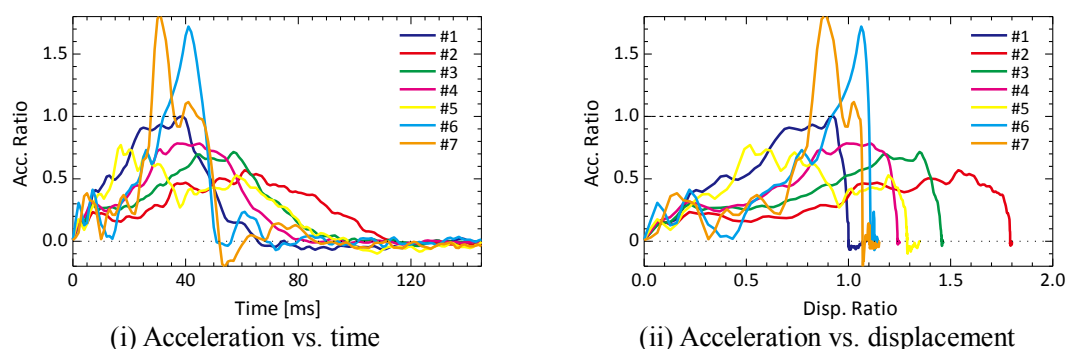


Fig. 3.8 Template crash pulse of the 7 crash categories

Table 3.4 Template CDC codes in each crash pattern

Category	CDC Code
#1	12FDEW3(2), 12FDEW4(2), 12FCEN3(3), 12FCAN4(3)
#2	12FYEW2(3), 12FZEW3(2), 12FYAW5(1), 12FLAW2(1), 12FLAW5(1), 12FREE3(1)
#3	12FZEW2(4), 12FYAW6(1), 12FYAW3(2)
#4	12FDEW2(4), 12FDEW1(2), 12FYEW4(1), 12FYEW5(1), 12FZEW4(1), 12FLAN5(2), 12FLEN4(2), 12FREN3(3),
#5	12FDAW6(2), 12FDHW2(1), 12FDHW3(1)
#6	12FZAW4(1)
#7	12FREN5(2), 12FREN4(1)

なお、衝突データベース中の衝突解析 56 ケースを、次節で述べる衝突形態判別法によって上述の7つの衝突形態に判別すると、クラスター分析において振り分けられたカテゴリと必然的に一致する。また、56 ケース中 50 ケースの CDC コードは、判別された衝突形態のテンプレート CDC コードに含まれていた。他の 6 ケースは、複数の衝突形態に重複して振り分けられた CDC コードを示したケースである（#2 と #3 の 12FZEW2 など）。以上より、この7つの衝突形態は、衝突加速度および車体損傷の観点から、衝突データベースに対して十分に高い水準で適合していると考えられる。

3.5 車両衝突加速度に基づいた衝突形態の判別

3.5.1 事故発生時の衝突形態判別の流れ

第 3.1 節で述べたパターン認識の過程に沿って、事故発生時の衝突形態判別の流れを説明する（Fig. 3.9）。事故が発生すると、加速度センサーが衝突を検知し、その程度に応じてエアバッグを展開させる。エアバッグ展開をトリガーとして EDR に衝突加速度が記録される（①観察）。次に、CFC 60 にてフィルタリングし、 4.9 m/s^2 をカットオフ加速度レベルとして、衝突加

速度を処理する(②前処理). 続いて, この衝突加速度を時間積分することにより ΔV を算出し, 衝突加速度を ΔV により除す. さらに, 1 ms 間隔にて離散化し, 150 次元ベクトル $\mathbf{x}$ とする (③特徴抽出). そして, 7 つの衝突形態のテンプレート衝突加速度とのユークリッド平方距離 d を算出する. この d が最も小さい衝突形態を, この事故の衝突形態と判別する (④決定).

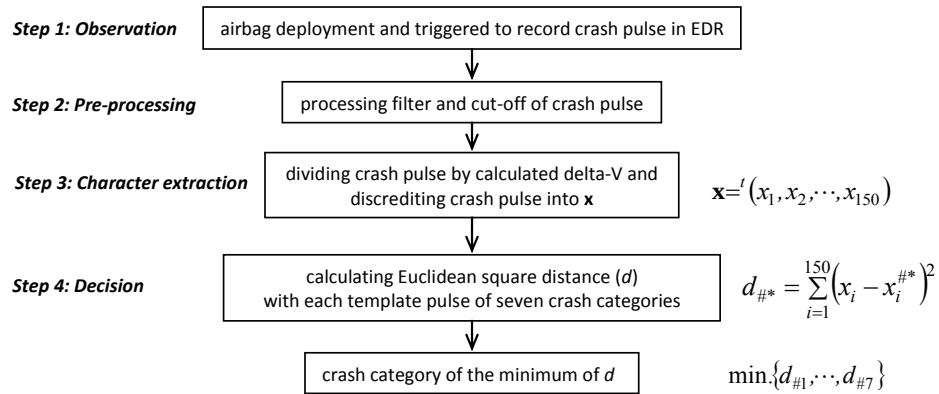


Fig. 3.9 Flow of classifying crash category from crash pulse

3.5.2 衝突形態判別手法の車両相互衝突への適用

車両有限要素モデルの車両相互衝突解析 24 ケースおよび前面衝突事故 1 ケースを対象として, その衝突加速度に基づいて衝突形態の判別を試みた. また, 各ケースの CDC コードと, 判別された衝突形態のテンプレート CDC コードを比較した. 本研究の衝突加速度は衝突解析モデルの車両に固有であるため, 前節にて創成した新たな衝突形態 7 つのテンプレート加速度波形もまた衝突解析モデルの車両に固有である. したがって, 判別を試みる対象も衝突解析モデルの車両の衝突でなければならない. 車両相互衝突解析は, 本研究の車両有限要素モデルを互いに衝突させることにより解析しているため, 実世界における衝突ではない. ここでは, 衝突データベースには含まれていない衝突解析ケースにおいても, 前節で定めた衝突形態が表す衝突加速度と車体損傷の相関関係が成り立つかを調べる. 前面衝突事故については, 衝突解析モデルの車両の関係する事故の再現が, 共同研究先において衝突解析モデルの車両の実車を用いた衝突実験により試みられている. ここで計測された衝突加速度と車体損傷の組み合わせが, いずれかの衝突形態と一致するかを調べる.

なお, 衝突加速度は車両に固有の特徴を持つため, 本章で定めた 7 つの衝突形態の代表的な衝突加速度 (テンプレート) は, 衝突解析モデルの車両に固有である. 本研究では, 衝突解析モデルの車両の衝突加速度をこの 7 つのテンプレートと比較することによって衝突形態を判別することとした. したがって, 他の車両の衝突形態を判別するには, その車両の場合の衝突加速度と車体損傷の特徴に基づいた衝突形態とテンプレート衝突加速度をあらかじめ用意する必要がある.

車両相互衝突解析

車両相互衝突 24 ケースは、Fig. 3.10およびTable 3.5の条件にて解析された。車両 A および B は、第 2.3 節にて示した衝突解析モデルの有限要素モデルである。ラップ衝突では、各車両は逆符号の衝突速度 V_0 を持ち、当該のラップ率にて衝突する。また、ファーサイドラップは実施されていない。斜め衝突では、両車両は衝突速度 V_0 を持ち、当該の角度にて同一点へ向かって衝突する。なお、衝突解析モデルの車両は左右対称ではないため、ラップ衝突 ($r=100$) および斜め衝突は FFB および OBL (剛体壁を対称面とする衝突) には相当しない。

相互衝突解析 24 ケースにおける A 車の衝突形態を、前項の判別法に従って判別した。また、解析ケースの車体損傷 (Fig. 3.11) に基づく CDC コードと、各衝突形態のテンプレート CDC コードを比較し、判別の正誤を調べた。車両相互衝突解析の斜め衝突では、A 車と B 車の速度ベクトルは角度 θ を持っているため、CDC コードの一桁目は“12”とならない (第 2.3.3 項参照)。一方、衝突データベース中の CDC コードの一桁目は全て“12”である。ここでは、二桁目以降を比較することとした。

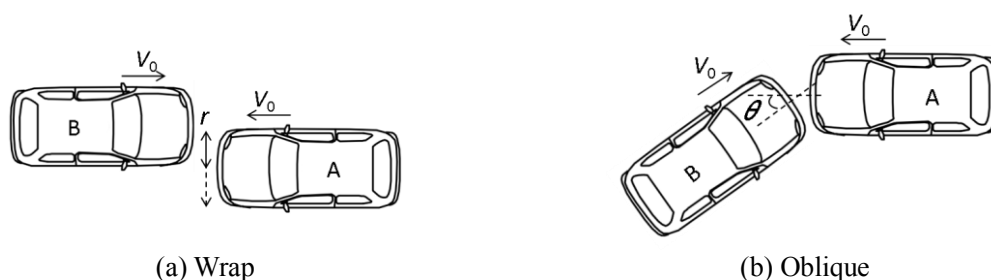


Fig. 3.10 Simulation models in vehicle-to-vehicle crashes

Table 3.5 Crash parameters and those values in the vehicle-to-vehicle crash simulations

Crash Parameter	Value
Collision velocity, V_0	50, 65 km/h
Wrap ratio, r	100, near-side 25, 40, 55, 70, 85 %
Collision angle, θ	Far/near-side 15, 30, 45 degree

車両相互衝突解析 24 ケースは、#1, 4, 5 のいずれかの衝突形態に判別され、このうち 14 ケースが正しかった。Fig. 3.12に、A 車の衝突加速度と、判別された衝突形態のテンプレート衝突加速度を重ねて示す。全ケースの加速度は、ラップ衝突 ($r=100$, $V_0=50$) における加速度最大値に対する比として示している。また、テンプレート加速度のデルタ V は 1 m/s であるため、これに判別対象の解析ケースのデルタ V を乗じている (前項 Step 3 の逆)。また、Table 3.6 に、CDC コードの比較による判別の正誤を示す。各ケースの CDC コードと、それが含まれる衝突形態および衝突加速度に基づく衝突形態を示し、その正誤を判定した (正: ✓, 誤: ✕)。解析ケース中 7 ケースの CDC コードは、いずれの衝突形態のテンプレートにも存在しなかったため、誤りとは区別して示している (☒)。

衝突加速度の波形は、ラップ率 85%以上の衝突、斜め衝突では、よく一致している。一方、ラップ率 75~40%の $V_0=65$ においては、解析の衝突加速度が加速度の水準が高くその持続時間

が短い、判別された衝突形態#1 のテンプレートと大きく異なる。一見すると、#6 または#7 に類似するが、解析ケースの加速度のピークは各衝突形態より早く現れている。衝突加速度のよく一致しているケースでは、CDC コードも衝突形態と一致している（判別が正しい）。一致していないケースでは、判別は正しくは無いが、CDC コードがいずれの衝突形態にも存在していない。誤って判別された 3 ケースは、いずれも CDC コードに基づけば衝突形態#4、衝突加速度では#1 であった。

車両相互衝突解析 24 ケースのうち 14 ケースについて正しく、3 ケースについて誤って、その衝突形態が判別された。以上より、衝突データベースには含まれていない衝突解析ケースにおいても、前節で定めた衝突形態が表す衝突加速度と車体損傷の相関関係が成り立つことが示された。24 ケース中 3 ケースが CDC コードは衝突形態#4 に含まれるもの#1 と誤って判別された要因として、#1 と 4 の衝突加速度が互いに最も類似していることが第一に考えられる（Fig. 3.8 参照）。また、衝突データベースの 56 ケースから衝突形態を定めた際に#4 に振り分けられたのは 17 ケースと最多であり、#4 における特徴のばらつきが大きいことが考えられる。もう一つの誤った判別は、CDC コードがいずれの衝突形態とも一致しなかった 7 ケースである。この結果は、衝突データベース中に衝突解析モデルの車両の前面衝突の一部が含まれていないことを示している。これらの誤判別を改善するには、判別の過程に各衝突形態の特徴のばらつきを考慮すること、また、衝突解析モデルの汎用性をさらに高めて衝突データベースの網羅する衝突ケースを増やすことが必要だと考えられる。

パターン認識では、入力パターンがいずれのカテゴリと最も類似しているかを評価する際に、各カテゴリ内のパターンの分布を考慮する手法が用いられることがある。具体的には、カテゴリ内のパターンの確率密度関数をあらかじめ調べ、誤り確率最小のベイズ決定の規則を用いる方法がある⁽²⁾。この考え方を応用すれば、衝突加速度と各衝突形態のテンプレート衝突加速度の類似度をより正確に評価できると考えられる。また、本研究では、右サイドシル位置の X 方向並進加速度のみを用いて衝突形態分類・判別したが、他の軸方向の並進加速度を記録することおよび他の位置の加速度計を利用することは技術的に容易である。これらを利用すれば、特徴にばらつきの大きい衝突形態を判別することや、より多くの衝突を網羅することが可能になると考えられる。この場合にも、あらかじめ、衝突データベース中の複数の加速度情報を考慮して衝突形態を定めれば、事故発生に得られるそれらの加速度情報に基づいて衝突形態を判別することができる。



Fig. 3.11 Vehicle damage from top view in each crash pattern of VTV simulations at the two level of V_0

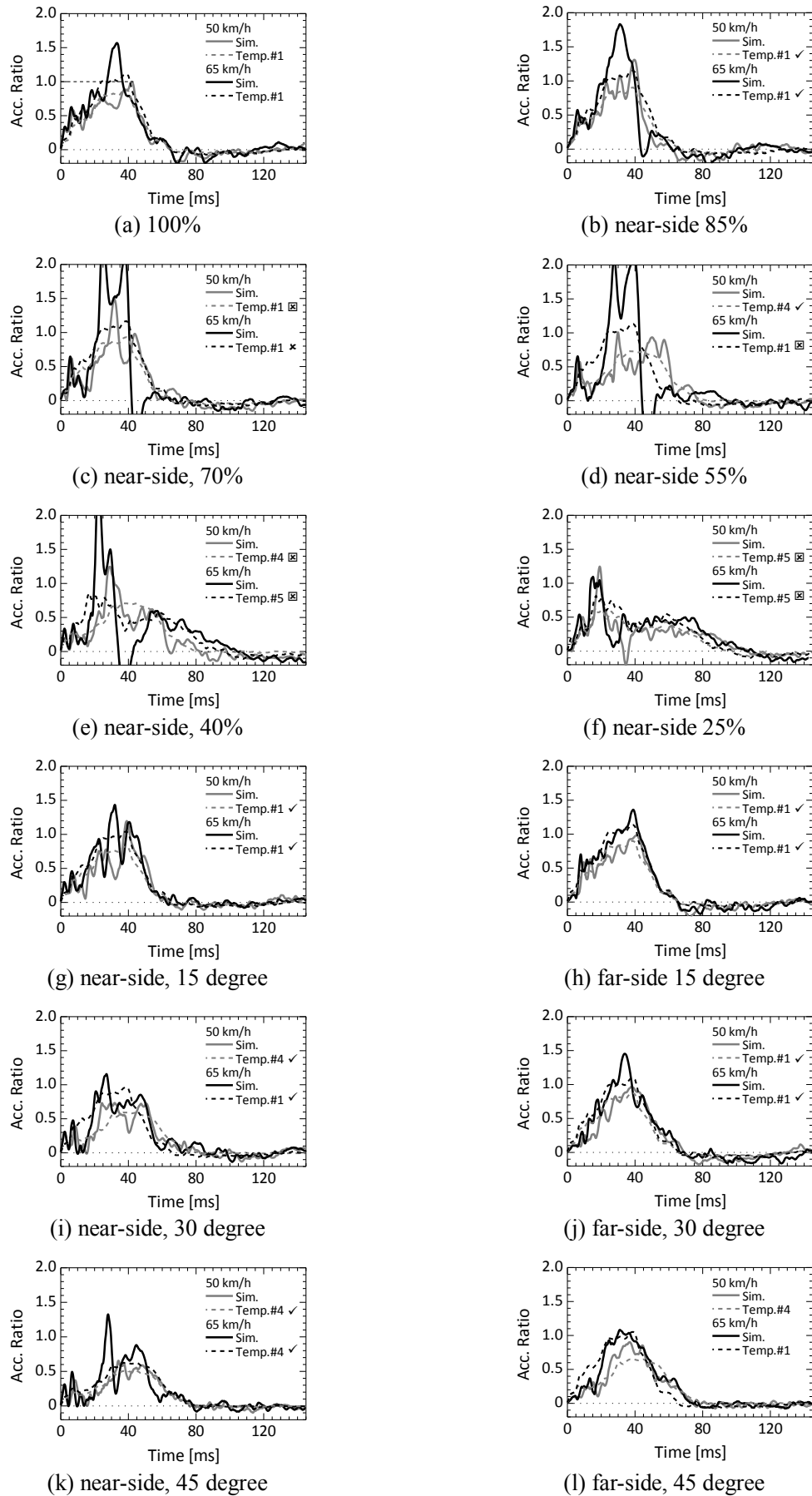


Fig. 3.12 Comparison between crash pulse of the VTV simulations and whose classified crash pattern

Table 3.6 CDC code of the VTV crash simulations: correct=✓, ✕, ☒

	CDC	Crash pattern		
		CDC	acc.	correct
<i>r</i> 100%, <i>V</i> ₀ 50 km/h	12FDEW3	1	1	✓
<i>r</i> 100%, <i>V</i> ₀ 65 km/h	12FDEW4	1	1	✓
<i>n</i> , <i>r</i> 85%, <i>V</i> ₀ 50 km/h	12FDEW3	1	1	✓
<i>n</i> , <i>r</i> 85%, <i>V</i> ₀ 65 km/h	12FDEW4	1	1	✓
<i>n</i> , <i>r</i> 70%, <i>V</i> ₀ 50 km/h	12FREW3	-	1	☒
<i>n</i> , <i>r</i> 70%, <i>V</i> ₀ 65 km/h	12FZEW4	4	1	✕
<i>n</i> , <i>r</i> 55%, <i>V</i> ₀ 50 km/h	12FZEW4	4	4	✓
<i>n</i> , <i>r</i> 55%, <i>V</i> ₀ 65 km/h	12FZEW5	-	1	☒
<i>n</i> , <i>r</i> 40%, <i>V</i> ₀ 50 km/h	12FREW3	-	4	☒
<i>n</i> , <i>r</i> 40%, <i>V</i> ₀ 65 km/h	12FREE5	-	5	☒
<i>n</i> , <i>r</i> 25%, <i>V</i> ₀ 50 km/h	12FREE4	-	5	☒
<i>n</i> , <i>r</i> 25%, <i>V</i> ₀ 65 km/h	12FREE5	-	5	☒
<i>n</i> , θ 45 degree, <i>V</i> ₀ 50 km/h	02FDEW2	4	4	✓
<i>n</i> , θ 45 degree, <i>V</i> ₀ 65 km/h	02FZEW4	4	4	✓
<i>n</i> , θ 30 degree, <i>V</i> ₀ 50 km/h	01FDEW2	4	4	✓
<i>n</i> , θ 30 degree, <i>V</i> ₀ 65 km/h	01FDEW3	1	1	✓
<i>n</i> , θ 15 degree, <i>V</i> ₀ 50 km/h	11FDEW3	1	1	✓
<i>n</i> , θ 15 degree, <i>V</i> ₀ 65 km/h	11FDEW4	1	1	✓
<i>f</i> , θ 45 degree, <i>V</i> ₀ 50 km/h	10FYEW4	4	4	✓
<i>f</i> , θ 45 degree, <i>V</i> ₀ 65 km/h	10FYEW5	4	1	✕
<i>f</i> , θ 30 degree, <i>V</i> ₀ 50 km/h	11FYEW3	-	1	☒
<i>f</i> , θ 30 degree, <i>V</i> ₀ 65 km/h	11FYEW5	4	1	✕
<i>f</i> , θ 15 degree, <i>V</i> ₀ 50 km/h	11FDEW3	1	1	✓
<i>f</i> , θ 15 degree, <i>V</i> ₀ 65 km/h	11FDEW4	1	1	✓

前面衝突事故

衝突解析モデルの車両と同種の車両 A が関わった前面衝突事故について、その衝突形態を判別する。この事故では、この車両がセンターラインをオーバーして対向車に正面衝突した。乗員傷害および車体損傷などについて詳しく調査されているが、衝突加速度は記録されていない。そこで、この事故を再現する実車衝突実験が実施された。この実験では、衝突解析モデルの車両と同種の車両が、前面にアルミハニカムが剛結された台車にフルラップ衝突している。台車の重量は事故の衝突対象車に同等であった。衝突速度は、得られる車体損傷が事故車両と同等になるように試行錯誤的に定められた。衝突加速度は、衝突解析モデルと同様に、右サイドシル位置にて計測され、CFC60にてフィルタ処理された。この衝突加速度よりデルタ V は 12.2 m/s と算出された。また、衝突後の車体損傷の様子 (Fig. 3.13) から CDC コードが “12FDEW3” と定められた。

事故再現実験において取得された衝突加速度に基づいて衝突形態を判別した結果、衝突形態 #1 と判別された。実験および衝突形態#1 のテンプレート衝突加速度を Fig. 3.14 に重ねて示す。加速度は、実験における加速度最大値に対する比として示している。また、テンプレート衝突加速度はデルタ V が 1 m/s であるため実験のデルタ V を乗じて示している。両衝突加速度はよく一致している。また、実験車両の CDC コードは、衝突形態#1 のテンプレート CDC コードに含まれている (Table 3.4)。

この結果は、衝突解析モデルを利用した解析結果の一部から成る衝突形態#1 について、衝突加速度と車体損傷の組み合わせが実際の衝突に対して妥当であることを示している。前章で示した衝突試験との比較は、衝突加速度の観点に立っていたが、本結果によって車体損傷の観点においても衝突解析モデルの妥当性が確認された。

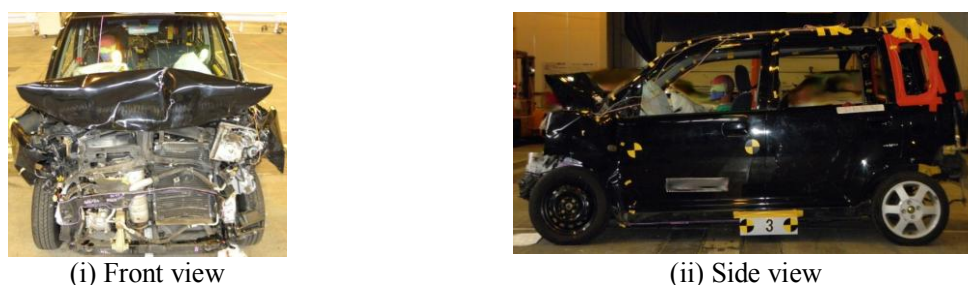


Fig. 3.13 Vehicle in the reconstruction experiment

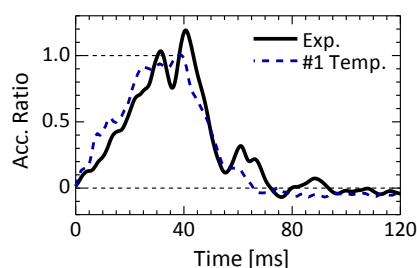


Fig. 3.14 Crash pulse of the reconstruction experiment and template of crash pattern #1

3.6 結 言

本章では、先ず、第2章で示した車両有限要素モデルがバリアモデルに衝突する（単独衝突）解析モデルについて、衝突速度や衝突パラメータ（衝突位置など）を様々に設定して56ケースの解析（パラメータスタディ）を行い、この車両が起こしうる前面衝突を網羅した衝突データベースを作成した。次に、データベース中の衝突加速度の時刻歴について階層的クラスタ分析を行い、衝突加速度の特徴に基づいた衝突形態の分類を28つから2つまで段階的に定めた。分類数が7つの段階において、各衝突形態の代表的な加速度の差異が顕著になった。またこの時、車体損傷の特徴が衝突形態ごとに異なっていた。さらに、パターン認識の手法を応用して、事故時に記録された衝突加速度と各衝突形態の代表的な衝突加速度を重ね合わせて両者の形状を比較することにより、その事故がいずれの衝突形態に該当するかを判別する手法を提案した。そして、衝突データベースには含まれない車両相互の前面衝突解析24ケースおよび事故を再現した実車衝突実験1ケースに対して、この衝突形態判別手法を適用し、本手法の妥当性を論じた。

本章で得られた結論を以下に述べる。

- 衝突パラメータと衝突加速度および車体損傷の変化に相関がみられたことから、本衝突解析モデルの汎用性は高く、衝突データベースの妥当性は高いと考えられる。この衝突データベースにおいて衝突パラメータが同じ場合、衝突速度が増大すると、衝突加速度の大きさは増加する一方で、定性的な時間変化は一定であることが分かった。
- 傷害因子である衝突加速度の観点に立てば、前面衝突は7種類に分類できることを明らかにした。この7つの衝突形態は、それぞれ次の衝突を代表している：正面衝突から衝突部分の徐々に減少する4種類の衝突と、運転席側の狭い範囲に衝突する2種類の衝突、大型トラックの後部に追突する衝突。
- 衝突データベースにおいてデルタV（衝突前後の車両速度差、衝突の激しさの程度）が増大しても衝突加速度の定性的な傾向は変わらないという結果を反映して、解析結果の衝突加速度をデルタVで正規化し、衝突形態ごとに平均することにより、各衝突形態の代表的な衝突加速度波形を求めた。これによって、各衝突形態のデルタVは衝突加速度波形の特徴を表していることとなった。
- 7つの衝突形態は、衝突加速度について互いに異なった特徴を持つとともに、車体損傷の特徴も互いに異なった。つまり、ある単一の加速度の情報からその車体損傷状況を推定できることを明らかにした。車体損傷から衝突加速度を推定できると言い換えることもできる。
- 車両相互衝突解析のうち14ケースおよび事故再現実験における衝突加速度と車体損傷の相関は、7つの衝突形態のいずれかと適合した。つまり、衝突データベースには含まれていない衝突についても、新たに定めた衝突形態における衝突加速度と車体損傷の関係が成り立つことが分かった。したがって、衝突加速度に基づいて定めた7つの衝突形態の分類および判別方法について、その妥当性は概ね高いことが示された。
- 車両相互衝突解析のうち7ケースにおける車体損傷は、いずれの衝突形態の特徴にも適合しなかった。このことは、本章で作成した衝突データベースは、必ずしも全ての前面衝突を網羅していないことを示している。

以上より、本章の結論をまとめると、事故時に乗員に働く力学的負荷の一つである衝突加速度の観点に立つと、ある車両の前面衝突は7つの衝突形態に分類されることを明らかにした。また、衝突加速度の定性的、定量的な特徴を、それぞれ衝突形態とデルタVの2つの変量に代表させることにより、事故の衝突形態を判別する手法を提案し、車両相互衝突に対する妥当性を検証した。

参考文献

- (1) 通信理論専門用語集，電子通信学会編，電子通信学会，1973.
- (2) 鳥脇純一郎，ハイテクシリーズ：パターン認識と画像処理，朝倉書店，1992
- (3) 大津展之，栗田多喜夫，関田巖，行動計量学シリーズ12：パターン認識—理論と応用，朝倉書店，1996

- (4) 大日ポール技術資料, 大日コンクリート工業株式会社, <http://www.dainichix.co.jp/technology/index.html>, 2009.
- (5) Varat, M., Husher, S., Crash Pulse Modeling for Vehicle Safety Research, Proceedings of the 18th international technical conference Enhanced Safety of Vehicles (ESV), 501, 2003.
- (6) Kral, J., Yet another Look at Crash Pulse Analysis, SAE Technical Paper 2006-01-0958, 2006.
- (7) Grimes, W., Lee, F., Lee, D., The Effect of Crash Pulse Shape on Occupant Simulations, SAE Technical Paper 2000-01-0460, 2000.

第 4 章

客室変形と車両衝突加速度の相関の分析

4.1 緒 言

前章では、事故時に乗員に働く力学的負荷重のひとつである衝突加速度の特徴に基づいて前面衝突を 7 つの衝突形態に分類し、衝突加速度と車体損傷の特徴は衝突形態ごとに異なることが分かった。つまり、車体損傷と衝突加速度の間には相関があることが分かった。ここで、車体損傷は衝突開始からの終了までの車体各部位の変形の集約と考えると、もう一つの力学的負荷である客室変形と衝突加速度の間にも相関があると考えられる。つまり、衝突形態別に客室変形は固有の特徴を持つと考えられる。

客室は、パネルによって車体前部と区切られており、運転乗員下肢の周辺には、フットレスト、ブレーキペダル、アクセルペダルが配置されている。衝突時には、車体前部のサイドメンバーの変形やエンジンの変位によってパネルが 3 次元的に変形し、ブレーキペダルなどが後退する。有限要素モデルの車両では、ブレーキペダルが最も後方（乗員の近く）に位置するので、ブレーキペダルの前後方向変位を客室変形の一つとして着目することとした。また、前章では、衝突速度が増大すると衝突加速度の水準および車体損傷程度が増加した。そして、衝突加速度の特徴は衝突形態とデルタ V の 2 変量に集約されることが分かった。したがって、客室変形と衝突加速度が相関する場合には、客室変形の特徴も衝突形態とデルタ V に集約されと考えられる。そこで、ブレーキペダルの前後方向変位とデルタ V の関係を分析することとした。

本章では、前章で作成した衝突データベース中の衝突解析結果について、車体損傷と関連すると考えられる車体前部の変形およびブレーキペダル変位を観察する。次に、衝突形態別にブレーキペダル変位量とデルタ V との相関関係を求める。さらに、この相関に基づいて各衝突形態の代表的な客室変形波形を求め、この相関が衝突データベースに含まれない衝突においても成立するかを検証する。

以上より、本章では、事故時に乗員に働く力学的負荷重の一つである客室変形について、衝突加速度との相関を明らかにするとともに、その相関を利用して、各衝突形態の代表的な客室変形波形を求めるを試みる。

4.2 衝突データベースにおける車体・客室変形

第3.2節にて示した衝突データベースの7衝突形態、56ケースについて、その車体変形および客室変形を観察する。衝突加速度を変数とする階層的クラスター分析によって、56ケースが7つの衝突形態に振り分けられた（Table 4.1）。各衝突形態の代表的な加速度波形をFig. 4.1に示す。各衝突形態について、代表的なケース（Table 4.1の太字）を取り上げ、その車体前部の変形、左右サイドメンバーの変形およびミーゼス応力分布を示す。また、客室変形として着目するブレーキペダルの変位を示す。

Table 4.1 Crash simulation cases in each crash category

Category	V_0 [km/h]	
#1(10)	50	FFB , OBL(f, $\theta 15$), POL(c, $\Phi 360$), POL(c, $\Phi 270$) , POL(c, $\Phi 180$)
	65	FFB, OBL(f, $\theta 15$), POL(c, $\Phi 360$), POL(c, $\Phi 270$), POL(c, $\Phi 180$)
#2(10)	50	ODB(n, $r 25$) , ODB(f, $r 25$) , ODB(f, $r 40$), ODB(n, $r 40$), ODB(f, $r 55$), OBL(f, $\theta 45$)
	65	ODB(n, $r 25$), ODB(f, $r 25$), ODB(f, $r 40$), ODB(n, $r 40$)
#3(10)	50	ODB(n, $r 55$), ODB_n70 , ODB(f, $r 70$), POL(f, $\Phi 18$)
	65	ODB(n, $r 55$), ODB(f, $r 55$) , ODB_n70, ODB(f, $r 70$, OBL(f, $\theta 45$), POL(f, $\Phi 180$)
#4(17)	50	ODB(n, $r 85$), ODB(f, $r 85$), ODB(r100) , OBL(f, $\theta 30$), OBL(n, $\theta 30$), POL(f, $\Phi 360$), POL(f, $\Phi 270$), POL(n, $\Phi 360$), POL(n, $\Phi 270$), POL(n, $\Phi 180$)
	65	ODB(n, $r 85$), ODB(f, $r 85$), ODB(r100), OBL(f, $\theta 30$), OBL(n, $\theta 30$), POL(f, $\Phi 36$), POL(f, $\Phi 270$)
#5(4)	50	OBL(n, $\theta 45$) , UND
	65	OBL(n, $\theta 45$), UND
#6(2)	50	OBL(n, $\theta 15$)
	65	OBL(n, $\theta 15$)
#7(3)	50	-
	65	POL(n, $\Phi 360$), POL(n, $\Phi 270$) , POL(n, $\Phi 180$)

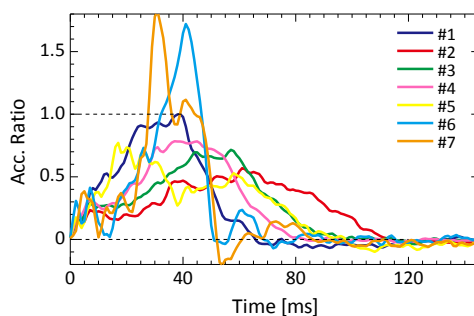


Fig. 4.1 Template crash pulses of seven crash categories

4.2.1 車体前部およびサイドメンバーの変形

Fig. 4.2に、7つの衝突形態の代表的な解析ケースにおける、車体前部の変形、左右サイドメンバー変形およびミーゼス応力分布を示す。車体前部の変形（各図(1)）は、右サイドシル位置を中心点とした車両局所座標系における、各部位の変形および変位の上面図および右後方からの斜視図を示している。エンジンルームの各部位が見えるように、ボンネットやウィンドシールドなどは表示していない。衝突前後（0, 150 ms）における、サイドメンバーおよびバンパービームの形状、ブレーキペダル位置、さらにブレーキペダル最大変位におけるサイドメンバーのミーゼス応力分布を示す（各図(2)）。ここでは、右サイドメンバーの後ろ下端を中心点とし、全体座標系における上面図および左側面図を示す。側面図では、右サイドメンバーのみを示している。また、応力水準は、各上面・側面図における最大値を赤色、0を青色にて示している。

各衝突形態の解析ケースは、それぞれのテンプレート衝突加速度（Fig. 4.1）に類似した衝突加速度波形を持つが、車体前部の変形およびサイドメンバー変形についてもそれぞれに特徴を示した。また、#6および7を除く各衝突形態には、複数の特徴が見られた。#1には、FFBとPOL正面衝突が含まれる（Fig. 4.2(i)）。車体前部のつぶれの程度やサイドメンバーの変形は両者で異なるが、それぞれ一様および左右対称な変形という点では類似している。また、サイドメンバー後端の屈曲部に応力が集中している点も類似している。#2には、ODB（ $r \leq 40\%$ ）が主に含まれている（Fig. 4.2(ii)）。弾性体バリアの衝突側に応じて車体前部の変形する側は異なったが、バリアが大きく変形し、運転席側の客室へ変形が及ばないという点では類似した。同じ衝突速度およびラップ率であっても、ニアサイド衝突のほうが車体変形は小さい。また、ニアサイド衝突では、右タイヤがサイドシル（図中ピンクの部材）と接触している。#3には、ラップ率が中程度（55～70%）のODBが主に含まれる（Fig. 4.2(iii)）。ここでも、弾性体バリアの衝突側に応じて車体前部の変形する側は異なったが、運転席側の客室変形の程度は類似した。

#4は、POLのニアサイド、ファーサイド衝突、ODB（ $r \geq 85\%$ ）、OBLニアサイド（30度）が主に含まれる（Fig. 4.2(iv)）。車体前部、運転席側客室およびサイドメンバー変形は、それぞれ異なる傾向があり、類似点を見出すことは難しい。#5には、UNDとOBLニアサイド（45度）衝突が含まれる（Fig. 4.2(v)）。車体前部の変形は大きく異なる。OBLでは車体前部右側の狭い範囲が大きく変形し、UNDでは、車体前部の上側だけが衝突に関与している。#6には、OBLニアサイド（15 degree）衝突が含まれている（Fig. 4.2(vi)）。剛体壁バリアの傾きが比較的小さいために、FFB衝突と同様に車体前面がつぶれているが、右タイヤがサイドシルと接触する点は異なっている。#7には、POLニアサイド衝突の高速（65 km/h）衝突が含まれている（Fig. 4.2(vii)）。ブレーキブースターが円筒バリアのほぼ真後ろにあるため、ブレーキペダルが大きく後退している。

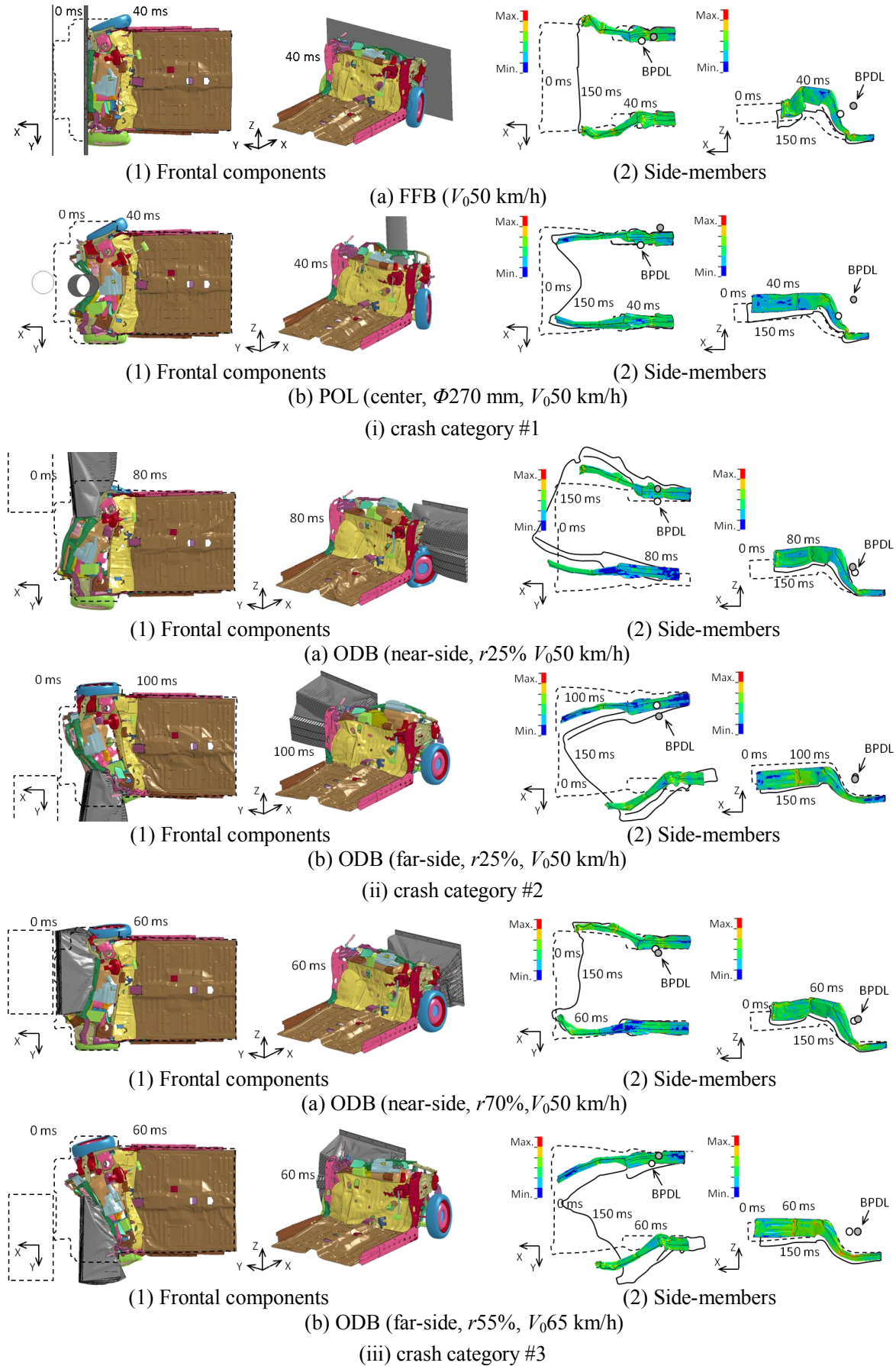


Fig. 4.2 Deformation and von Mises stress distribution in the crash database

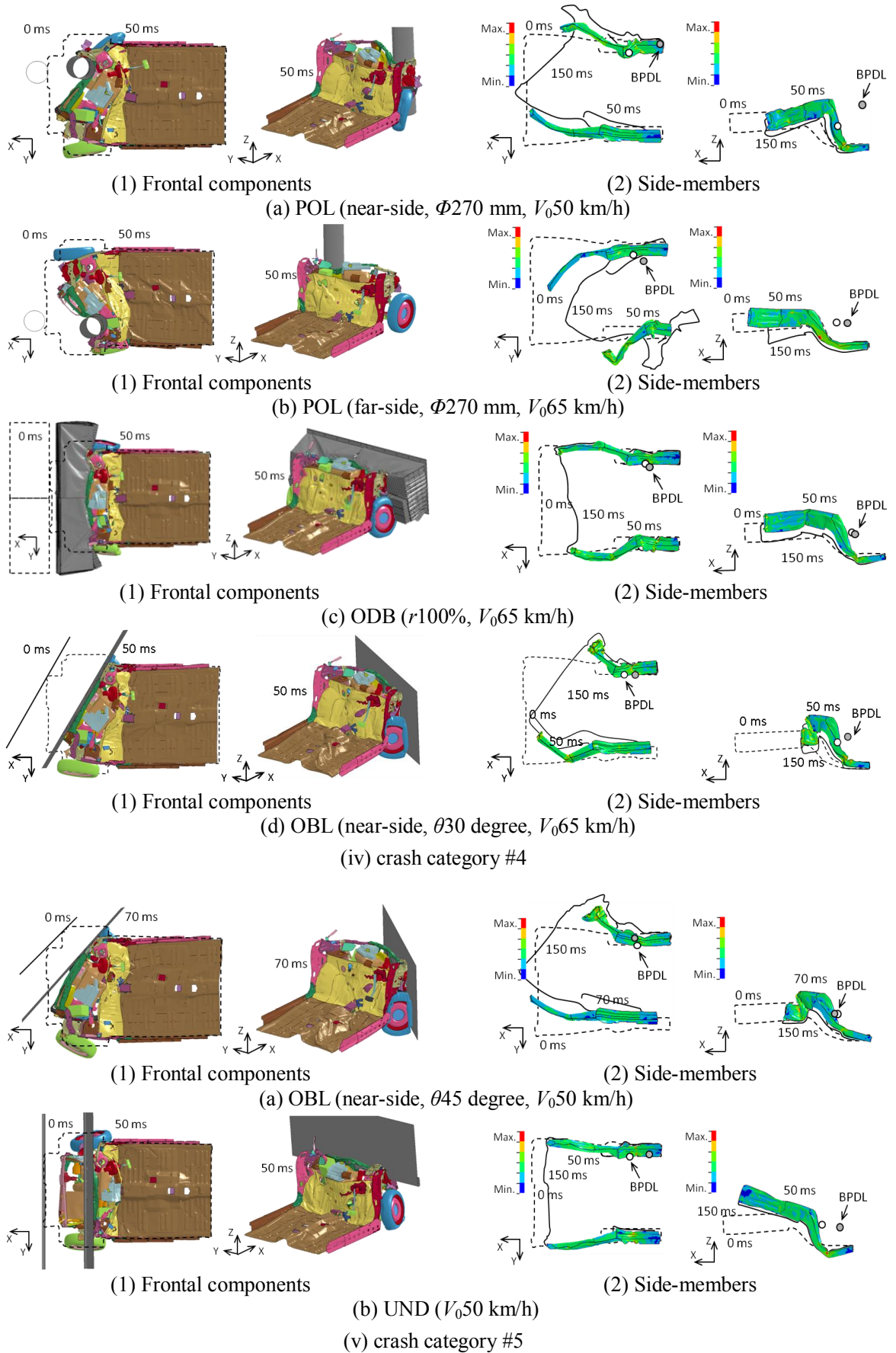


Fig. 4.2 Deformation and von Mises stress distribution in the crash database

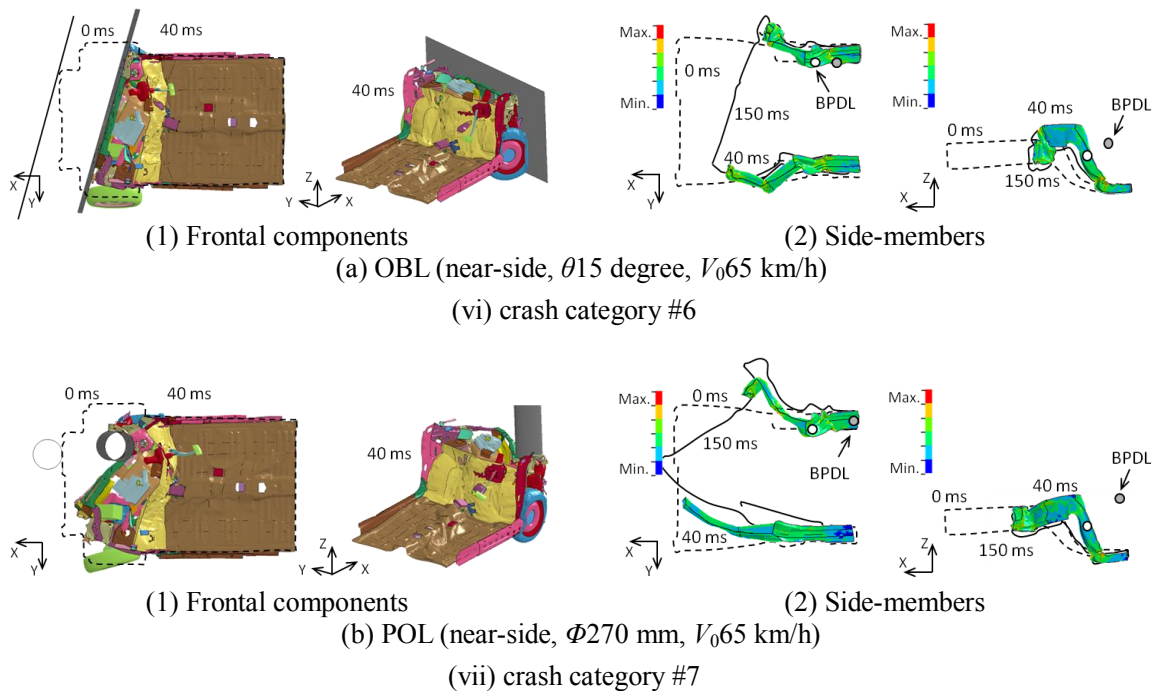


Fig. 4.2 Deformation and von Mises stress distribution in the crash database

衝突形態に応じて、異なる車体前部変形およびサイドメンバー変形が示されたことから、前章にて定めた7つの衝突形態について、車両衝突加速度とこれらの変形の間に相関があることが確認された。一つのテンプレート衝突加速度によって表される衝突形態には、複数の車体変形の傾向があることも確認された。つまり、右サイドシル位置の前後方向並進加速度が類似する衝突において、車体前部の各部材の変形は異なる場合があることが示された。また、同一の衝突形態において各変形の異なる場合には、ブレーキペダルの前後・左右方向の変位も異なることが示された。

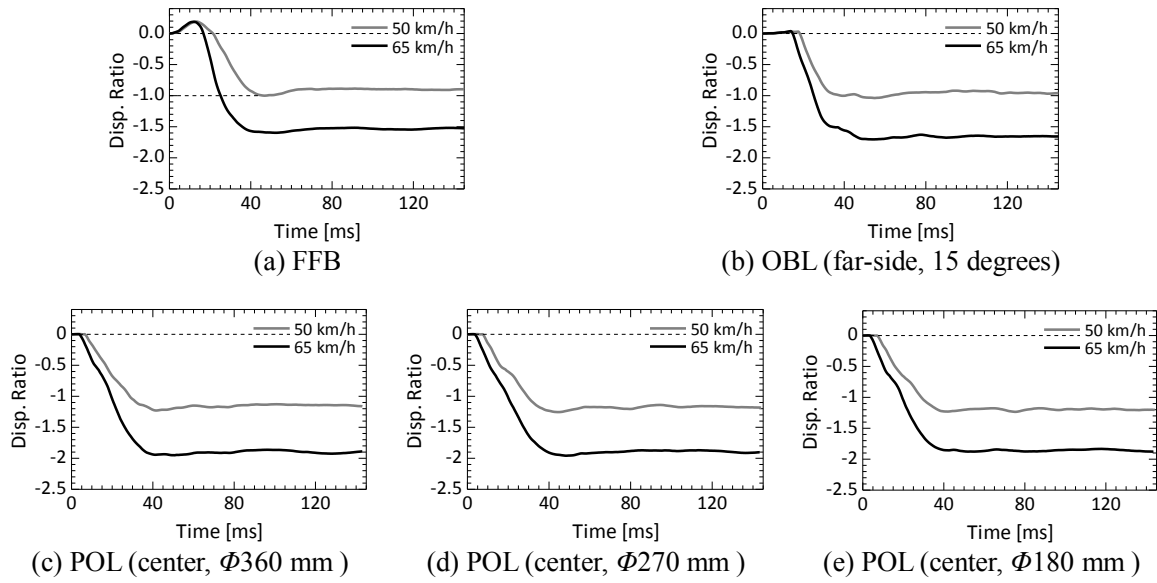
各衝突形態の結果から、各変形が異なる場合においても類似する衝突加速度が生じた要因を推測することができる。衝突形態#1では、FFBとPOL正面衝突どちらの場合も、程度の違いはあるものの、衝突直後に左右サイドメンバーが一様に強い衝撃を受けたために、立ち上がりの早い衝突加速度波形になったと考えられる。#2では、ニアサイドとファーサイドODBどちらの場合も、客室に大きな変形は認められず、弾性体バリアが変形した。アルミハニカムの変形は主に軸圧壊と考えられるので、荷重はほぼ一定である。したがって、全ての衝突エネルギーを吸収するまでに時間を要し、加速度水準の低く持続時間の長い衝突加速度波形が生じたと考えられる。ニアサイド衝突の衝突加速度には、40 ms付近に加速度のピークが現れるが、これは、バリアに押し込まれた右タイヤが右サイドシルに衝突し、右サイドシル後端の加速度計に直接衝撃が伝わったためと考えられる。#3、#4では、#2よりも衝突に関与する部材が順に多くなり、客室の変形の程度も順に大きくなる。このため、#2よりも加速度水準の順に高い衝突加速度波形が生じたと考えられる。#4には、ニアサイド衝突、ラップ率の高いODB、ファーサイド衝突があり、右サイドシル後端までの衝撃の伝達経路が様々である。このため、その衝突加速度のばらつきが大きくなったと考えられる。#5では、衝突に関与する部材が限られて

いることから、衝突開始直後に他の部位が衝撃吸収を開始する以前に、右サイドシルへ衝撃が直接伝わっていると考えられる。このため、右肩下がりの衝突加速度波形が得られたと考えられる。#6 は、#1 と同様に車両前面が全て変形しているが、ニアサイドがより変形し、右タイヤが押し込まれているために、#1 より加速度水準が高い衝突加速度が生じていると考えられる。#7 は、ニアサイドの狭い範囲が衝突に関与するために客室に大きな変形が生じて、加速度水準の高い衝突加速度が生じている。#6 よりも衝突に関与する部材が少ないために、最大加速度がより早く現れたと考えられる。

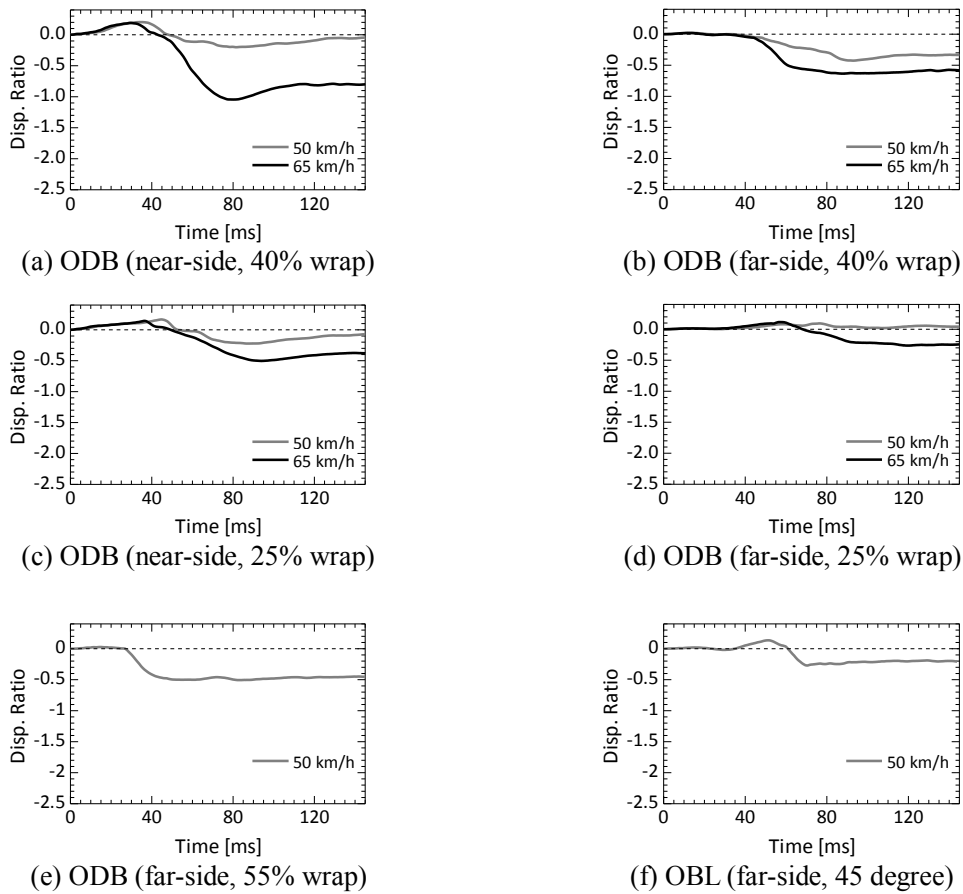
4.2.2 ブレーキペダル変位時刻歴

Fig. 4.3に、7つの衝突形態の全ての解析ケースにおける、ブレーキペダル変位時刻歴を示す。全ての変位は、FFB (V_0 50 km/h) の最大値に対する比として示している。ただし、その符号は、変位の向きを表す。

全ての衝突形態において、ブレーキペダル変位量は、時間の経過とともに増大し、最大値に達した後に弾性回復した。衝突直後に前方へ変位する現象は、右サイドメンバーが衝突に関与しているケースで生じた。サイドメンバーが後方へ押し込まれてブレーキブースタが上方へ押し上げられ、これに結合するブレーキペダルが前方へ回転している。また、衝突速度が増大すると、定性的な傾向は一定のままに変位量が増大した。各衝突形態は、それぞれ特徴的な傾向を示した。前項で示した車体変形には、#6 および 7 を除く衝突形態にそれぞれ複数の傾向がみられたが、ここでは、#4 および 5 において、その変位時刻歴の定性的な変化の傾向が複数あらわれた。#1 では、10 ケース全てにおいて、40 ms 付近において最大変位に達し、弾性回復は見られない。最大変位量は、他の衝突形態より大きく、同一の衝突速度では、POL (正面) において最も大きい。前後方向の変位については FFB と POL は類似しているが、前項の Fig. 4.2(i) に示したように、上下・左右方向の変位は類似しない。POL では、円筒バリアに押し込まれたエンジンがブレーキブースタを突き上げて、ブレーキペダルが上方へ回転している。#2 では、変位量は#1 の約 0.5 倍以内と比較的小さく、最大変位を迎える時刻は 80 ms 以降と遅い。衝突側の違いに着目すると、ニアサイド衝突では、後退の開始がより早く最大変位までより緩やかに増大している。#3 では、変位量の水準は#1 の約 0.5~0.7 倍であり、60~80 ms において最大変位に達している。 V_0 65 km/h における ODB 衝突では、ファーサイドの変位量はニアサイドの 6 割程度と小さい。#4 では、全 17 ケースは、40~60 ms 付近において最大値に達する。その変位量は、ラップ率 85%以上の ODB、ニアサイド OBL (30 度)、およびファーサイド POL において#1 の約 0.5 倍以内と小さく、ファーサイド OBL (30 度) は#1 と同程度である。一方、ニアサイド POL (V_0 50 km/h) は約 1.5 倍と大きい。#5 では、ニアサイド OBL (45 度) と UND は、定性、定量的に顕著に異なった。OBL の変位量は#1 の 0.5 倍以下で、最大変位時刻は 80 ms 付近であるのに対し、UND の変位量は#1 の約 1.5 倍程度で 40 ms 付近において最大変位の水準に達している。#6 には、衝突速度水準の異なるニアサイド OBL (15 度) が含まれ、変位時刻歴は#1 に類似している。#7 には、 V_0 65 km/h のニアサイド POL 衝突が含まれ、変位時刻歴は#1 に類似している。



(i) crash category #1



(ii) crash category #2

Fig. 4.3 Brake pedal displacement vs. time in the crash database: disp. is expressed as the ratio to that in FFB at $V_0=50$ m/h and the positive/negative indicate forward/backward along with X-axis respectively

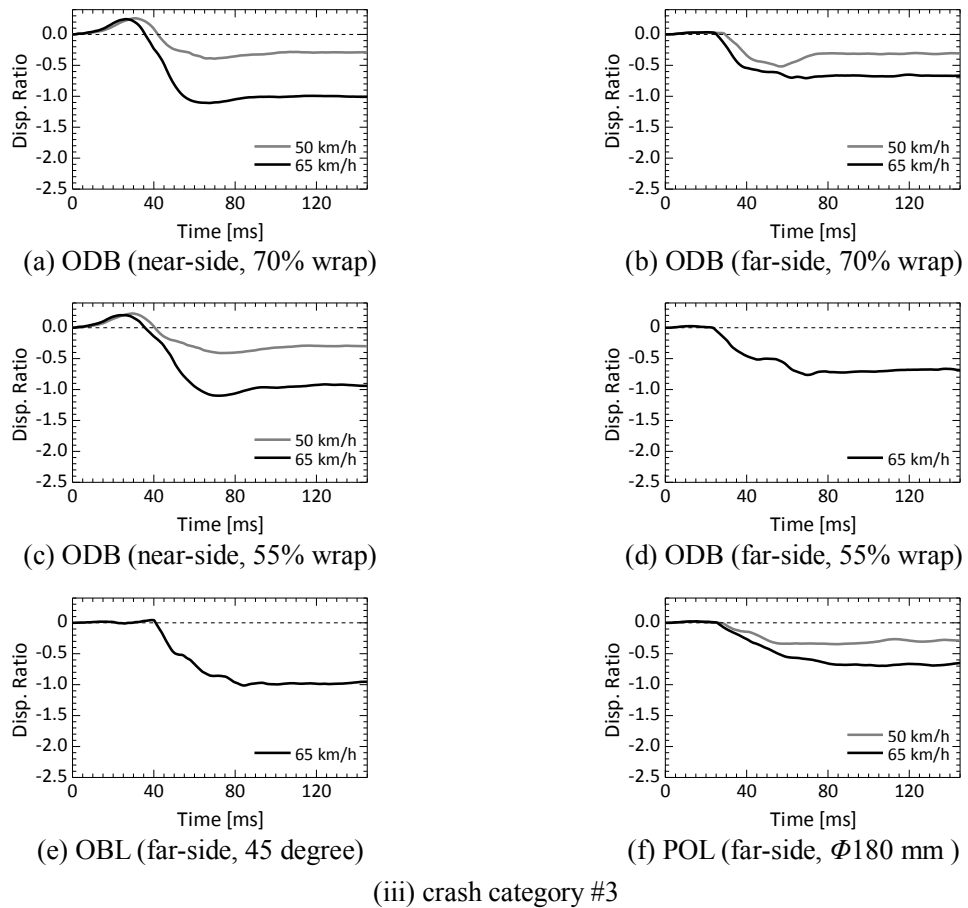


Fig. 4.3 Brake pedal displacement vs. time in the crash database: disp. is expressed as the ratio to that in FFB at $V_0 = 50$ m/h and the positive/negative indicate forward/backward along with X-axis respectively

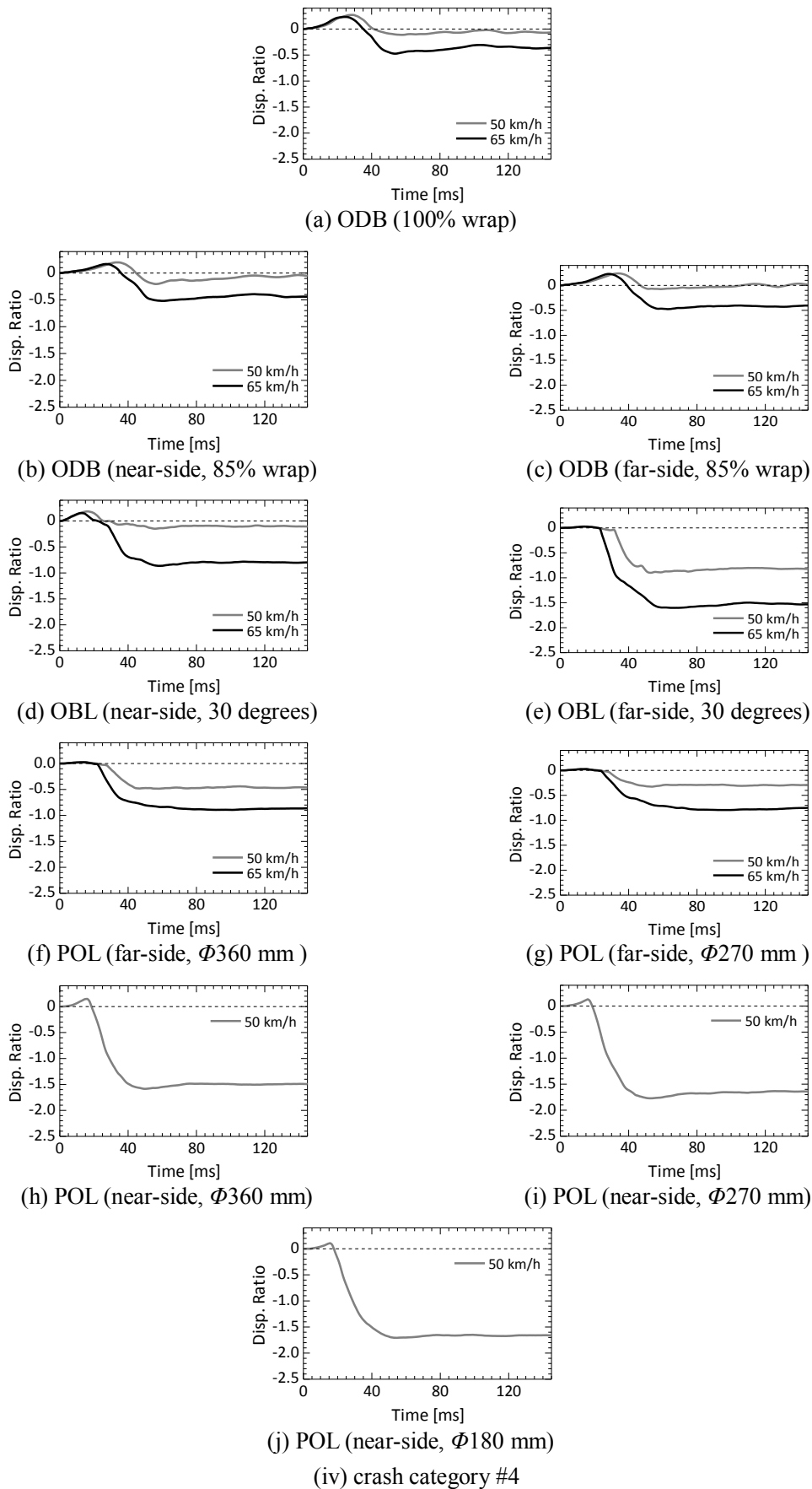


Fig. 4.3 Brake pedal displacement vs. time in the crash database: disp. is expressed as the ratio to that in FFB at $V_0=50$ m/h and the positive/negative indicate forward/backward along with X-axis respectively

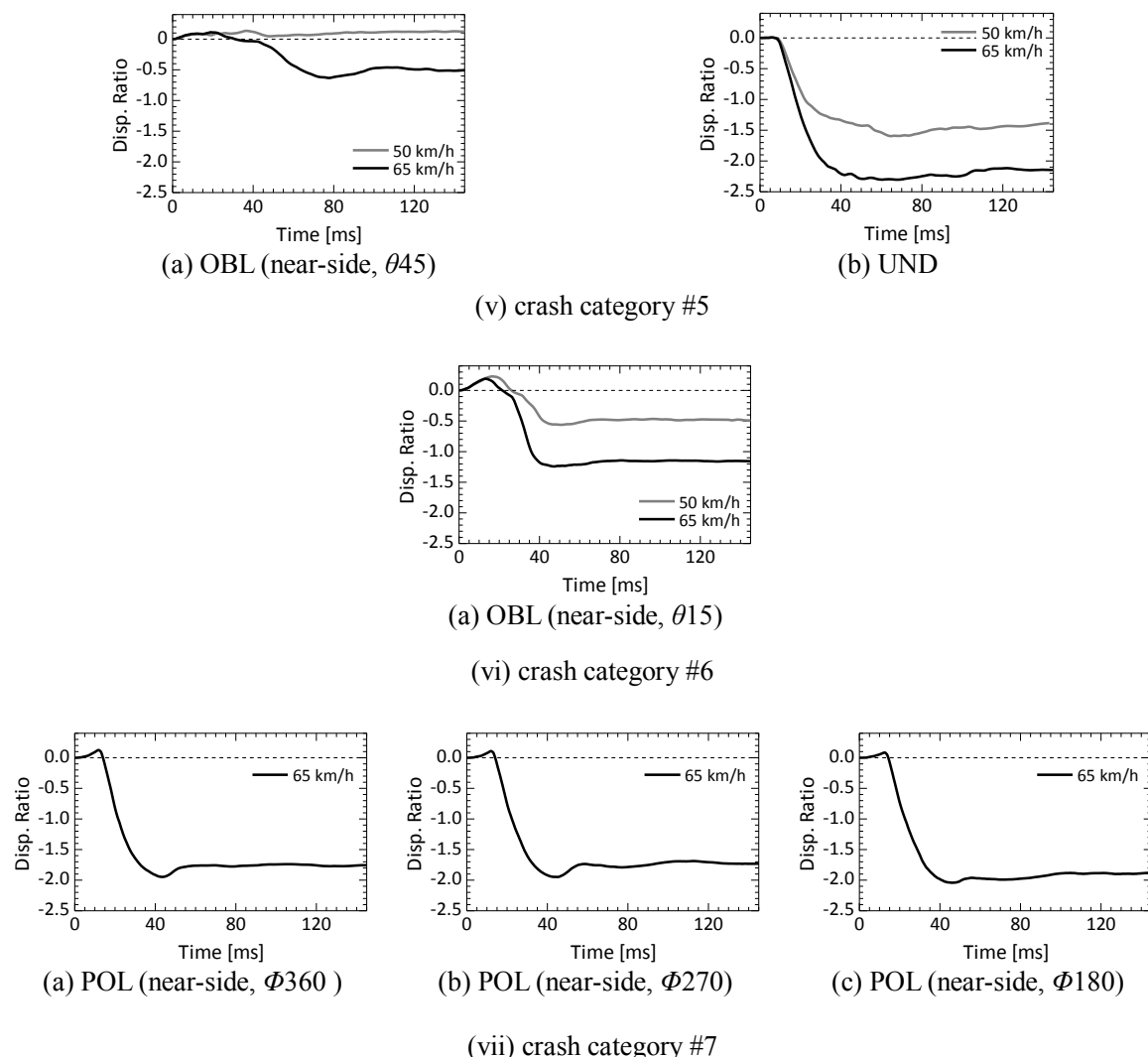


Fig. 4.3 Brake pedal displacement vs. time in the crash database: disp. is expressed as the ratio to that in FFB at $V_0=50$ m/h and the positive/negative indicate forward/backward along with X-axis respectively.

車体前部やサイドメンバーの変形には各衝突形態に複数の特徴が見られたが、ブレーキペダルの前後方向変位という観点では特徴は統一され、それらは互いに異なった。ただし、衝突形態#4 および 5 には、複数の特徴があった。このことから、衝突加速度と客室変形には相関があることが分かった。定性的な傾向は衝突速度の影響を受けなかったことは、衝突加速度においてもみられた現象で、同様に、前面衝突を 1 質点-ばねモデルで表現できることを示唆している（第 3.3.2 項参照）。

#1 では、FFB と POL の車体変形が異なる一方でブレーキペダル前後方向変位の傾向が類似した要因として、バリアとブレーキペダルがほぼ同一直線状にあり、衝撃を吸収しない剛体バリアからの荷重が直接的にブレーキブースタおよびブレーキペダルへ達していることが考えられる。#4 および #7 のニアサイド POL 衝突、#5 の UND、#6 のニアサイド OBL（15 度）における変位についても、同様の現象が生じていると推察される。#2, 3, 4 の ODB では、変位量

については衝突側の影響が現れたが、定性的な傾向は影響を受けなかった。これは、衝撃を吸収するバリアと衝突する場合は、衝突位置よりも、関与する範囲（ラップ率）が大きく影響することを示唆している。#2, 3, 4のPOLまたはOBLのファーサイド衝突では、車両前部左側が剛体バリアからの衝撃を直接受け、右側は各部を経由した衝撃が伝わるため、ニアサイド衝突よりもブレーキペダル変位は緩やかになったと考えられる。このように、ブレーキペダル変位時刻歴の傾向は、衝突パラメータによって定まる見かけ上の衝突形態において、より明らかな特徴を示すが、衝突加速度の特徴に基づいて定めた衝突形態においても、その特徴が反映されていることが分かった。また、客室変形は衝突対象物やその方向などに依存することが実験的に示されている⁽¹⁾。

4.3 客室変形と車両衝突加速度の相関

衝突データベースにおける客室変形について、客室変形の一つであるブレーキペダル変位時刻歴の波形は、変位を開始してから最大変位に達してわずかにスプリングバックするという傾向が、いずれの衝突解析結果においても見られた。そこで、この変位の様子を表す客室変形パラメータを定め、各パラメータと力学的負荷の総量であるデルタVとの関係を衝突形態別に調べる。

4.3.1 客室変形パラメータの定義

本研究では、客室変形のうちブレーキペダル変位に着目し、これと衝突加速度との関係を衝突形態別に調べる。そこで、まず、ブレーキペダル変位時刻歴の特徴的な時刻および変位量として、4つの客室変形パラメータを定める。前面衝突におけるブレーキペダルの変位時刻歴は、Fig. 4.4のような概形を示す（第4.2.2項参照）。負方向へ変位するほど、乗員側へ後退する。ブレーキペダルの初期位置からの変位がある値 d_{foot} を超えた時刻を t_{str} とする。 d_{foot} は、Hybrid III 50th percentile ダミーの標準着座姿勢における足部位置であり、車体形状や内装品の寸法に固有である。つまり、 t_{str} は、ブレーキペダル変位が乗員挙動に影響を及ぼし始める時刻となる。ブレーキペダルが最も変位する時刻 t_{max} とその変位量 d_{max} とする。また、衝突解析終了時刻(150 ms)における変位量を残留変位 d_{red} として定める。

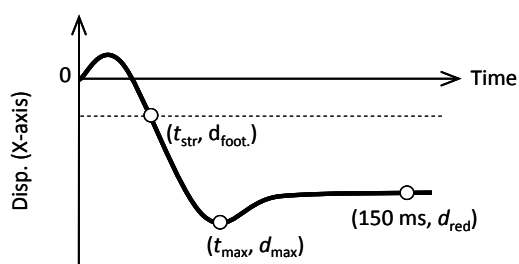


Fig. 4.4 Typical profile of BPDFL intrusion vs. time and its four parameters

4.3.2 衝突形態別の客室変形パラメータとデルタ V の関係

上述の客室変形パラメータとデルタ V の関係を調べた。Fig. 4.5に、衝突データベースの 56 ケースについて、衝突形態別に客室変形パラメータとデルタ V の関係を示す。横軸は FFB (V_0 50 km/h) における ΔV , t_{str} および t_{max} を除く各縦軸は同 d_{max} および d_{red} に対する比として示している。ただし、 d_{max} および d_{red} の符号は客室変形の方法を示している。つまり、値が負に大きくなるほど、客室変形の程度は増大する。

いずれの衝突形態においても、 ΔV の増大に伴って、 t_{str} および t_{max} はほぼ一定であるが、 d_{max} および d_{red} はより変位している。なお、#7 の 3 ケースは全て $V_0=65$ km/h であるため、デルタ V の影響を調べることはできない。衝突形態によって、 t_{str} および t_{max} の水準は異なり、 d_{max} および d_{red} の ΔV に対する増加率は異なった。 t_{str} および t_{max} は、衝突形態#1 が最も小さく（早く）、#5, #7, #4, #6, #3, #2 と続く。 d_{max} および d_{red} は、#5 が最も値が大きく（より変形）、#7, #1, #4, #6, #3, #2 と続く。衝突形態ごとに見ると、#4 および#5 におけるばらつきが非常に大きい。 d_{max} および d_{red} の分布をみると、#4 は、(1) ΔV が 1.0 付近において値が大きい群、(2) ΔV の増大に伴う増加率の比較的大きい群、(3) 小さい群の 3 つに分かれる。衝突解析ケースの内訳は、主に(1)は POL (ニアサイド, V_0 50)、(2)は POL (ファーサイド)、(3)は ODB ($r \geq 85$) であった。#5 は、 d_{max} および d_{red} の大きい群と小さい群に分かれる。それぞれ、UND, OBL (ニアサイド, $\theta 45$) のケースである。

続いて、衝突解析結果に現れた、衝突形態別のデルタ V と客室変形パラメータの関係を表す近似関数を求めた。衝突形態別に、客室変形パラメータとデルタ V の関係を最小二乗法により線形近似したところ、Fig. 4.5に示す直線が得られた。また、各近似関数の決定係数を Table 4.2 に示す。 ΔV に対して変化の少なかった t_{str} および t_{max} について、各決定係数はケース数の少ない衝突形態（#6, 7）を除いて非常に小さい。一方、 ΔV の増大に伴い増加した d_{max} および d_{red} について、#4, 6 を除いて各決定係数は高い水準にある。ばらつきの大きい#4 および#5 では、上述の特徴の異なる 3, 2 つの群ごとに近似関数を再導出すると、全ての決定係数は高い水準となった。この再導出では、#5(2)の 2 ケースのうち 1 ケースは d_{foot} を越えなかったため、#5(2)については線形式を導出しなかった。また、#4(2)のうち t_{max} が 100 ms 前後の値をとる 2 ケースは、他のケースと同様に 40~60 ms 付近において d_{max} の水準に達しているため (Fig. 4.3.iv.(f) および(g))、はずれ値として近似の対象から除いた。 d_{max} および d_{red} の各直線の傾きは、#2, 3 および 4(1)を除いて類似している。特に、#1, 5' および 7 は直線の切片についても類似している。また、#4(1)の d_{max} は、POL (ニアサイド, $V_0=65$ km/h) から成る#7 の近似直線に近くプロットされている。

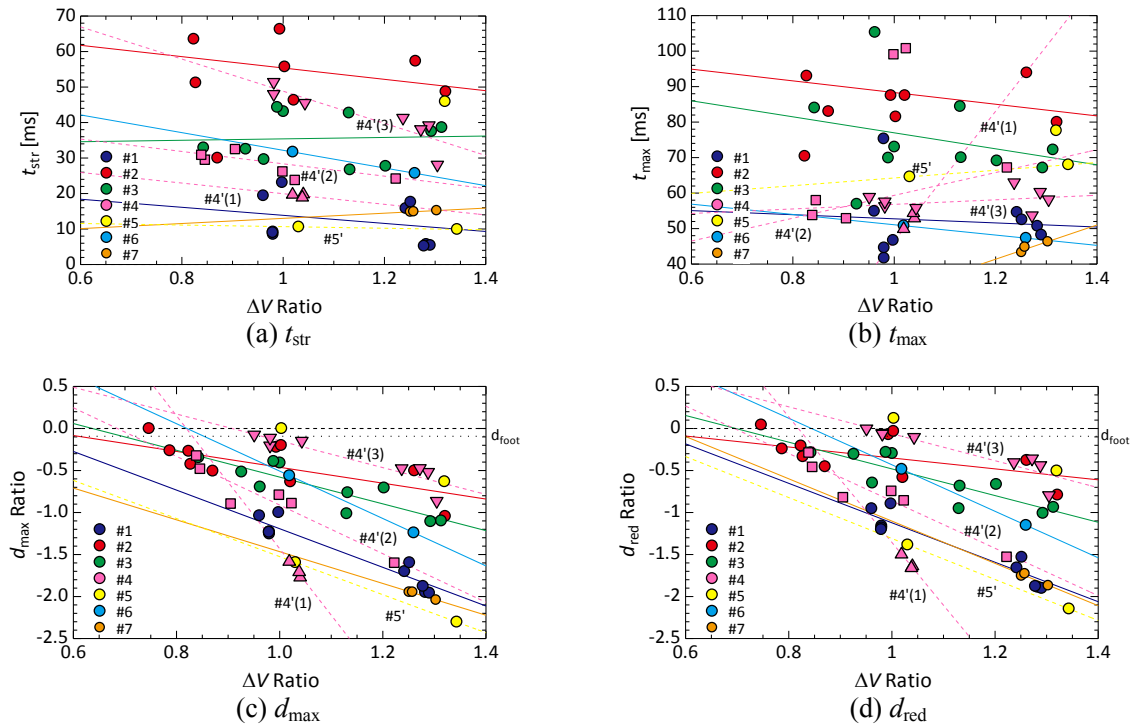
Fig. 4.5 Cabin deformation parameters vs. ΔV

Table 4.2 Coefficient of determination for linear approximations of cabin deformation parameters

	t_{str}	t_{max}	d_{max}	d_{red}
#1	0.07	0.01	0.89	0.88
#2	0.05	0.05	0.46	0.27
#3	0.002	0.07	0.76	0.72
#4	0.01	0.00002	0.01	0.01
(4'1, 2, 3)	(0.12, 0.78, 0.77)	(0.85, 0.80, 0.10)	(0.92, 0.89, 0.79)	(0.96, 0.91, 0.79)
#5	0.18	0.43	0.0004	0.001
(5')	(1.00)	(1.00)	(1.00)	(1.00)
#6	1.00	1.00	1.00	1.00
#7	0.98	0.84	0.99	0.92

各客室変形パラメータのデルタ V の増大に伴う変化，および衝突形態間の差異は，第 4.2.2 項で示されたブレーキペダル変位時刻歴の傾向とよく一致したことから，このパラメータは時刻歴の特徴を適切にとらえていると考えられる．さらに，衝突形態ごとの客室変形パラメータとデルタ V の間に強い線形関係が得られたことから，衝突加速度に基づいて定めた 7 つの衝突形態は客室変形の観点においても互いに異なる特徴を持つということが確認された． d_{max} および d_{red} に関する直線は互いによく似ている衝突形態もあるが，もうひとつの乗員への力学的荷重である加速度の特徴は異なるので，類似の衝突形態として統合することは適当ではない．

#4 におけるパラメータとデルタ V の関係に大きなばらつきが生じたことは，衝突加速度のばらつきが大きかったこと(第 3.3.3 項)，車両前部の変形に複数の特徴がみられたこと(第 4.2.2 項)と対応している．#4 および 5 において，衝突形態を車両前部の変形の特徴に応じてさらに

細分化することによって、決定係数の高い関係式が得られた。なお、第 3.3 節の衝突加速度を変数とする階層的クラスター分析のいずれの段階においても、本項で示した#4 および 5 の細分化された分類はクラスターとして生成されていない。したがって、必ずしも全ての前面衝突について、衝突加速度の特徴が類似する衝突において客室変形も類似するわけではないことが分かった。

塑性変形である $d_{\max}$ と d_{red} と ΔV の関係が線形であることは、単純な弾塑性変形モデルにより説明することはできない。完全弾性変形であれば、運動エネルギーが弾性エネルギーに変換されるので、速度と変形量の関係は線形となる。一方、塑性変形のひとつである軸圧壊では荷重が一定であり、運動エネルギーが塑性変形エネルギー（軸圧壊荷重と変形の積）に変換されたとすると、変形量は速度の二乗に比例する。多数の部品から成る車両の衝突では、局所的な客室変形を上述のような単純な変形モデルで説明または推測することはできない。衝突速度 2 水準（50, 65 km/h）の本解析では、 $d_{\max}$ と d_{red} と ΔV の関係は線形であったが、より高い水準の衝突エネルギーを受ける場合にもこの関係が成り立つとは限らない。

#7 および #4(1) の近似直線は、それぞれ一水準の衝突速度の結果に基づいて導出されている。それぞれの解析 3 ケースは、ニアサイド POL である。ブレーキペダル変位時刻歴が、見かけ上の衝突形態と強く相関すること（第 4.2.2 項）から、この全 6 ケースにおける各パラメータとデルタ V の関係は、一本の直線により近似できると考えられる。この直線は #7 の近似直線に類似すると推測される。従って、#7 における関係式は、他の速度水準においても適用可能であるが、#4(1) は適用できないと考えられる。

4.3.3 各衝突形態の客室変形の特徴

Fig. 4.6 にあるデルタ V における各衝突形態のブレーキペダル変位の時刻歴を示す。変位量は、衝突形態 #1 における $d_{\max}$ に対する比として示している。

衝突形態 #4 および 5 には、客室変形パラメータとデルタ V の関係式がそれぞれ 3, 2 つある。AACN は重傷の検出を目的とするので、傷害予測では過大評価が容認される。これに従い、#5 はより客室変形が大きくなる関係式を用いる。#4 は、最も客室変形が大きい関係式は、単一の衝突速度の解析ケースに基づいているため、様々なデルタ V を設定する傷害解析には適さない。そこで、次に客室変形の大きい #4'2(2) の式を用いる。デルタ V が変化すると、衝突形態に応じて全ての客室変形パラメータは変化する。従って、衝突形態間の差異の程度は、デルタ V の水準により異なる。各衝突形態における変形パラメータとデルタ V の関係を反映して、ブレーキペダルの侵入開始は、#1, 5 が最も早く、#7, 4, 6, 3, 2 の順に続く。また、 $d_{\max}$ は、#5 が最も大きく、#7, 1, 4, 6, 3, 2 の順に続く。 $t_{\max}$ を除く最も客室変形パラメータとデルタ V の関係を表す直線は衝突形態間で互いに平行なので、この大小関係はいずれのデルタ V においてもほぼ成立している。

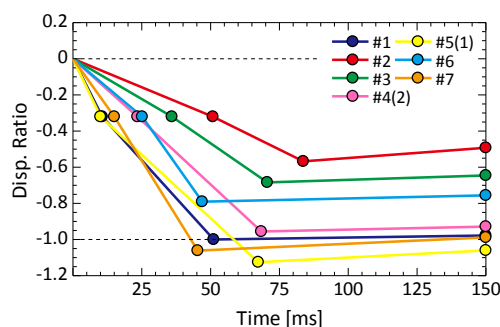


Fig. 4.6 Toe board panel displacement vs. time of each crash category of a ΔV

4.4 客室変形と車両衝突加速度の相関の検証

客室変形と衝突加速度の間に相関があり、その相関に基づいて各衝突形態の代表的な客室変形波形を求めた。この相関が衝突データベースに含まれない衝突においても成立するかを検証する。これまでに分析した衝突加速度と客室変形の相関は、衝突形態ごとの客室変形パラメータとデルタ V の関係として具体的に明らかにされた。この相関がある衝突について成立している場合、その客室変形とデルタ V の関係が、衝突加速度に基づいて判別された衝突形態のそれと一致する。そこで、この相関に基づいて客室変形を推定し、実際の客室変形を比較することによって、この相関を検証することとした。

車両衝突加速度との相関に基づいた客室変形推定の流れを説明する。第 3.4 節で示したように、衝突加速度と 7 つの衝突形態の代表的な加速度波形を比較することにより、その衝突形態を判別する。次に、衝突形態別の客室変形パラメータとデルタ V の式に、衝突加速度より算出された ΔV を代入する。ここで推定した 4 つの客室変形パラメータより、ブレーキペダル変位時刻歴の概形を求める。

4.4.1 車両相互衝突への適用

有限要素モデルの車両の車両相互衝突解析 24 ケースおよび前面衝突事故 1 ケースを対象として、その衝突加速度に基づいて客室変形の推定を試みた。これらのケースは、第 3.4.2 項において衝突形態を判別したものと同一である。各ケースのブレーキペダル変位と、推定された客室変形パラメータを比較した。本研究の衝突加速度および客室変形は有限要素モデルの車両に固有であるため、前節にて導出した客室変形パラメータとデルタ V の関係式もまた有限要素モデルの車両に固有である。したがって、推定を試みる対象も有限要素モデルの車両の衝突でなければならない。車両相互衝突解析については、衝突データベースには含まれていない衝突解析ケースにおいても、衝突形態別の衝突加速度と客室変形の相関関係が成り立つかを調べる。有限要素モデルの車両の関係する前面衝突事故を再現した実験については、計測された衝突加速度と客室変形の組み合わせが、衝突解析ケースから成る衝突データベースにおける組み合わせと一致するかを調べる。

車両相互衝突解析

車両相互衝突解析 24 ケースの衝突形態は、第 3.4.2 項で示したように、#1, 4, 5 のいずれかと判別された。車体外観変形（CDC コード）と衝突加速度波形の組み合わせが、判別された衝突形態と一致しているのは 14 ケース、一致していないのは 3 ケース、CDC コードがいずれの衝突形態にも存在しなかったのは 7 ケースであった（Table 4.3）。また、各ケースのデルタ V は、衝突データベースの FFB（50 km/h）に対して Fig. 4.7 に示す値となり、ニアサイド斜め（45 度、50 km/h）を除いて、客室変形パラメータとデルタ V の関係式が導出されたデルタ V の範囲（Fig. 4.5）に収まっている。

Table 4.3 Coefficient of determination for linear approximations of cabin deformation parameters

	Number of cases	correct	incorrect	No-CDC
#1	15	9	3	3
#4	6	5	0	1
#5	3	0	0	3

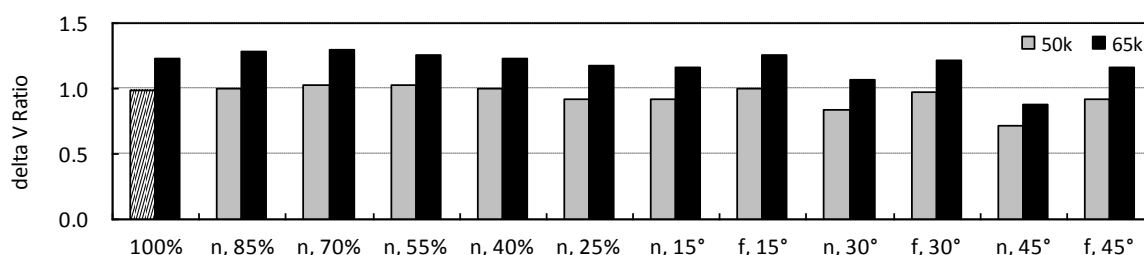


Fig. 4.7 ΔV in the VTV simulations

車両相互衝突 24 ケースで得られた、ブレーキペダル変位時刻歴と、衝突加速度に基づいて判別された衝突形態に応じて推定された客室変形パラメータからなる推定時刻歴を Fig. 4.8 に示す。全ての変位は、衝突速度 50 km/h におけるフルラップ衝突（Fig. 4.8(a)）に対する比として示す。また、その符号は変位方向を表す。

24 ケースの解析結果では、衝突速度の増大によって変位量は増え、定性的な変化は維持され、衝突データベースにおける傾向と一致した。また、ラップ率が中程度の衝突において変位量が大きくなる傾向、ファーサイド斜め衝突において変位量が大きくなる傾向も同様に表れた。ただし、衝突速度 65 km/h のニアサイド 55% 衝突において、40 ms 以降にブレーキペダル変位が再び前方へ移動している。実際には、右サイドシルが運転席後部で座屈してブレーキペダル変位の原点が車両の前方へ移動したためであり、ブレーキペダルは車両後方へ後退を続けている。

#1 と判別されたケースにおいて、推定された客室変形量は、解析結果よりも 1.1~2.1 倍大きい値をとった。この差異は、あるデルタ V における衝突形態間の客室変形量の差異より大きい。ニアサイド衝突（70%、50 km/h）において推定値は最も解析に近くなるが（Fig. 4.8(c)）、このケースは CDC コードがいずれの衝突形態にも存在しないケースである。また、変形量最大時刻は、解析よりも遅く推定されたものの、#1 内のばらつき（10~20 ms 程度）に収まっている。

#4 と判別されたケースについては、各パラメータの算出に#4(1), (2), (3)の関係式をそれぞれ使い、最も解析ケースと類似するものを図示している。ニアサイド衝突（45 度）では、解析結果より少なく推定され、他は 0.8～1.7 倍程度となった。#5 と判別された 3 ケースは、いずれも車体損傷が#5 に類似せず、ニアサイド 25%衝突では、解析の変形量より約 2.4, 7 倍に推定された。一方、ニアサイド衝突（40%, 65 km/h）では、その差異は約 1.2 倍にとどまり、定性的な変化はよく類似した。

以上の結果より、車両相互衝突解析 24 ケースにおいて、衝突形態#1～7 と同様の、衝突速度の変化および衝突パラメータの変化にともなって現れる客室変形の変化が見られた。このことから、衝突データベースに含まれない衝突においても、衝突加速度と客室変形の間に相関があると考えられる。しかし、相互衝突解析の客室変形を推定した結果、推定値と解析値には大きな差異が生じた。衝突データベースにおける対象物は、剛体や一様な弾性体である一方（単独衝突）、相互衝突解析ケースは複雑な構造を持つ車両に衝突している。つまり、衝突対象の剛性が異なっている。また、車両相互衝突では、互いの質量、構造や剛性の差異が、衝突加速度や客室変形に影響すると考えられる。第 3.4 節において相互衝突 24 ケースの衝突形態が正しく判別されたことは、衝突加速度と車体損傷の相関が相互衝突と単独衝突において一致することを示している。一方、本節においては両者の客室変形に差異が生じたことから、より局所的な変形の観点では、両者は一致しないと考えられる。したがって、様々な車両との相互衝突を解析し、客室変形への衝突対象の影響を明らかにし、これを反映した衝突データベースおよび衝突加速度と客室変形の間を得る必要があると考えられる。また、複数個所の衝突加速度を用いることで、衝突対象物の特徴を捉えられる可能性も考えられる。

衝突形態#1 と判別された車両相互衝突解析ケースにおいて、客室変形量は解析値より大きく推定された。#1 の客室変形パラメータとデルタ V の関係式は、剛体壁または剛体円筒に衝突する解析ケースの結果に基づいている。第 4.2 節で示したように、車両前部や客室変形は、衝突対象物の影響を強く受けている。車両相互衝突解析は衝突対象物も変形するため、その客室変形量は#1 よりも小さくなったと考えられる。

#4 と判別されたケースは、ニアサイドおよびファーサイドの斜め衝突、ニアサイド 55%衝突で、その客室変形量に最も近い値を推定したのは#4(2)の関係式であった。#4(1), (2), (3)には、POL ニアサイド衝突、POL および OBL のファーサイド衝突、ラップ率の大きな ODB が、それぞれ含まれている。#4(3)の客室変形は、各相互衝突解析ケースにおける客室変形の水準より極めて小さい。したがって、アルミハニカムバリアを用いた衝突では、衝突加速度は類似しても、客室変形がより少なく表れることが示された。また、#4 と判別された斜めニアサイド衝突（45 度）において推定値が解析値より非常に小さかった原因として、デルタ V の水準が低いことが挙げられる。第 4.2 節において、有限要素モデルの車両はニアサイドの剛性がより高いことが示されている。この衝突では、自車両のニアサイドに相手車両のファーサイドが衝突してくる。このため、自車の減速度が小さくなったと考えられる。

#5 と判別されたケースは、#5 の関係式が代表する UND とは客室変形が異なるために、推定値と解析値の間に大きな差が生じた。このことから、衝突加速度が類似しても客室変形の異なる衝突があることが、車両相互衝突においても確認された。

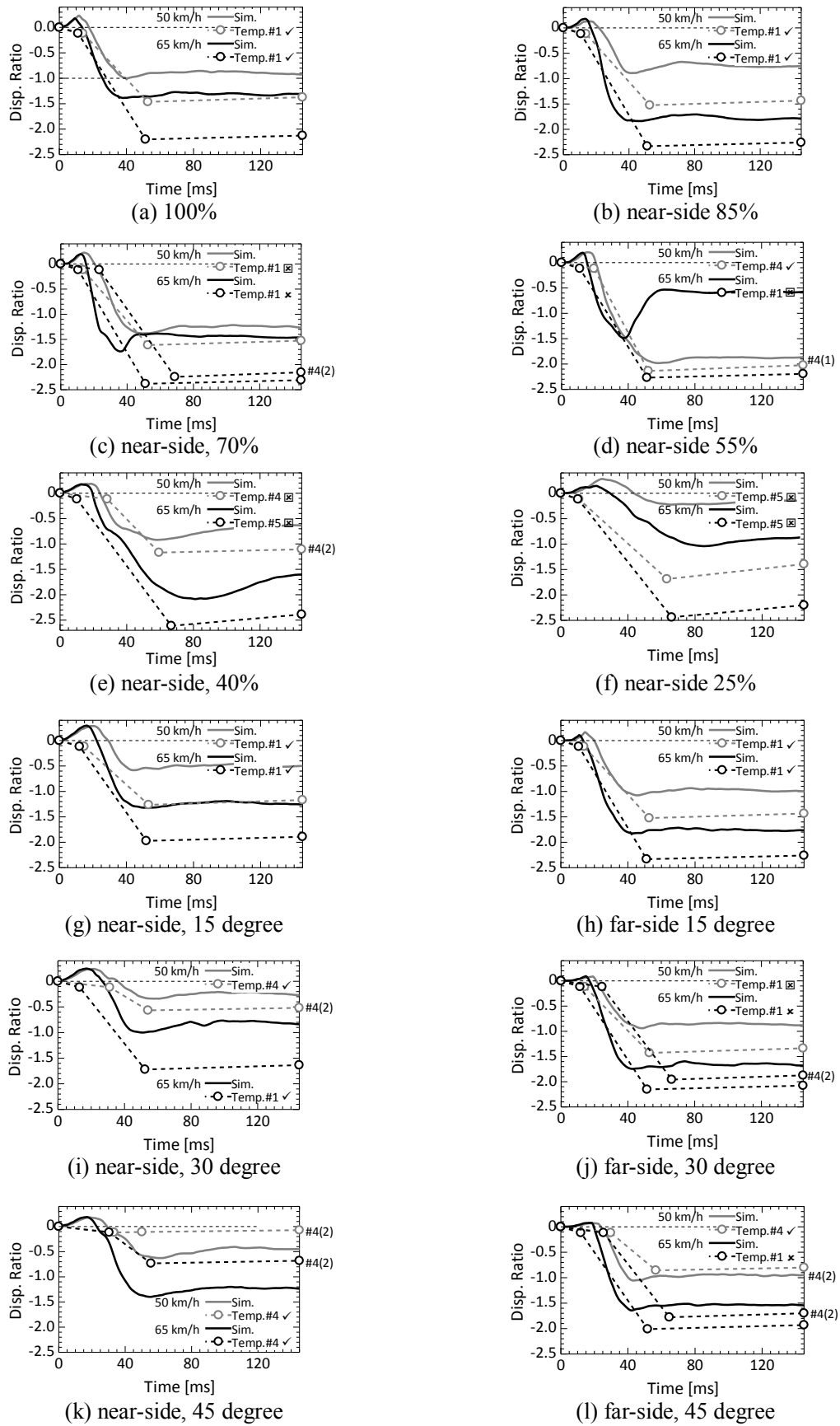


Fig. 4.8 Brake pedal displacement vs. time in VTV simulations and estimated displacement vs. time profile consisting of the four estimated cabin deformation parameters: displacement is expressed as the ratio to the maximum displacement in full-wrap VTV at $V_0=50$ km/h.

前面衝突事故

有限要素モデルの車両とある乗用車の正面衝突事故を、有限要素モデルの車両を正面に弾性バリアの剛結された台車に正面衝突させることにより再現された。衝突加速度、CDC コード、衝突前後に各部の3次元形状が計測された。ブレーキペダルには加速度計が取り付けられていたが、衝撃によりその感度軸が車両の局所座標系に対して傾いてしまったため、信頼できる変位時刻歴を取得することはできなかった。3次元形状は車両の局所座標系にて記録され、右サイドシルを中心として重ね合わせ、ブレーキペダルの残留変位量を算出した (Fig. 4.9)。サイドメンバーの変形は#1のPOL正面衝突によく類似しているが、ブレーキペダルは左右方向に変位していない点はFFBに類似している (Fig. 4.2(i))。第3.4.2項で示したように、衝突加速度に基づいて、衝突形態は#1と判別され、CDCコードが#1に含まれた。また、衝突加速度より算出された ΔV は、FFB (50 km/h) に対して0.78であった。これは、#1に含まれる衝突データベースの解析ケースにおける ΔV の範囲より小さい (Fig. 4.5)。

Fig. 4.10に、#1の関係式に衝突加速度より算出された ΔV を入力して得られた各客室パラメータから成るブレーキペダル変位量の推定時刻歴と、実験で得られたブレーキペダル残留変位量を示す。変位量は実験値に対する比として示し、符号は変位方向を表している。推定された残留変位量は、実験値の約1.5倍であった。

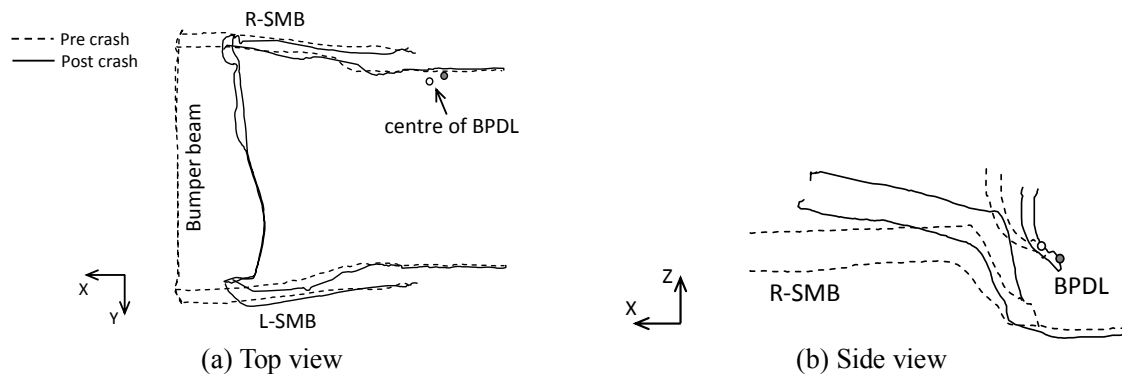


Fig. 4.9 Deformation of side members and bumper beam, and displacement of brake pedal at pre- and post-crash in the real crash experiment

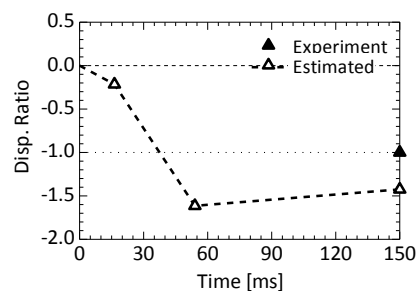


Fig. 4.10 Residual displacement of brake pedal in the real crash experiment and displacement vs. time profile consisting of the four estimated cabin deformation parameters: displacement is expressed as the ratio to the value in the experiment.

車体変形が#1の代表的な解析ケースとよく類似しているものの、推定客室変形量が大きくなった要因として、衝突対象物が異なることが挙げられる。#1に含まれる解析ケースは剛体バリアに衝突する一方で、実験では弾性バリアに衝突している。また、弾性バリアとの衝突ケースを含む#2, 3, 4の場合、実験の ΔV (FFB 50 km/h 比 0.78) におけるブレーキペダル変位量は、#1の3分の1程度で、実験に近い値となる (Fig. 4.5参照)。したがって、衝突対象が車両のように複雑な構造を持たなくとも、剛性が異なる場合には、 ΔV と客室変形の関係は異なる可能性があると考えられる。もう一つの要因として、衝突解析モデルの妥当性が十分に高くなかったということが考えられる。第2章で示した衝突試験における衝突加速度との比較では、定性的な傾向は一致したものの定量的な差異が見られる。車両モデル各部の変形という局所的な観点にたって試験結果と比較し、改良していくことが必要と考えられる。

以上より、相互衝突解析においてこの相関関係が定性的に一致したことから、相互衝突においても客室変形と衝突加速度の間に相関があることが分かった。しかし、衝突データベースにおける相関とは一致しなかった。ただし、客室変形量と ΔV に強い線形関係があることから、衝突データベースにおける相関の妥当性は、単独衝突の場合には概ね高いと考えられる。言い換えれば、各衝突形態の客室変形波形の妥当性は、同様に、概ね高いと考えられる。

4.5 結 言

本章では、先ず、第3章にて作成した単独衝突の解析結果から成る衝突データベースについて、車両前部の変形、および客室変形の一例としてブレーキペダル変位を観察した。次に、ブレーキペダル変位時刻歴の概形を表現する4つの客室変形パラメータを定め、衝突形態別に各パラメータと ΔV の相関を求めた。次に、客室変形と衝突加速度の相関に基づいて、各衝突形態の代表的な客室変形波形を定めた。さらに、この相関が衝突データベースに含まれない衝突においても成立するかを検証した。衝突データベースには含まれない車両相互の前面衝突解析24ケースおよび事故を再現した実車衝突実験1ケースについて、第3章で定めた方法に従い衝突形態を判別し、その衝突形態別に応じた客室変形パラメータと ΔV の関係式に、衝突加速度より算出される ΔV を代入することによりブレーキペダル変位時刻歴を推定し、解析結果と比較した。

本章で得られた結論を以下に述べる。

- 車両前部変形およびブレーキペダル変位時刻歴は、7つの衝突形態別に異なる特徴を示したことから、各衝突形態の特徴は、衝突加速度、車体損傷にくわえて客室変形にも現れることが明らかにされた。
- 各衝突形態における客室変形の特徴は、必ずしも一様ではなく、衝突対象のバリアの種類に応じて異なった。つまり、巨視的に車両の運動を表す衝突加速度が類似しても、衝突対象物が異なれば、車両前部やブレーキペダルなどの局所的な変形・変位は異なることが分かった。

- 7つの衝突形態うち2つでは、デルタ V との相関のばらつきが大きくなったが、それぞれ2つまたは3つに細分化すると、全ての衝突形態において各パラメータとデルタ V の間には強い線形の相関が得られた。したがって、衝突加速度の特徴が互いに類似する衝突は客室変形も類似することが分かった。ただし、衝突対象物の性質が異なると、局所的な客室変形は異なる場合があることも分かった。
- 客室変形と衝突加速度の相関に基づいて、各衝突形態の代表的な客室変形波形を定めた。これによって、各衝突形態のデルタ V は衝突加速度波形に加えて客室変形の特徴を代表していることとなった。
- 車両相互の前面衝突事例について、解析または実験の客室変形と、相関を利用して推定した結果には定量的な差異が生じた。この要因として、衝突データベース中の単独衝突と衝突対象が異なるために、前述と同様に衝突加速度と客室変形の相関が異なることが考えられる。したがって、分類した7つの衝突形態の客室変形波形について、その妥当性は、単独衝突の場合には概ね高いことが示された。

以上より、本章の結論をまとめると、事故時に乗員に働く力学的負荷である客室変形と衝突加速度は互いに相関し、客室変形の特徴を衝突形態とデルタ V によって表した。この相関は、単独衝突に対して適用可能であることが分かった。

参考文献

- (1) Buzeman-Jewkes, D.G., Lövsund, P., Viano, D.C., Use of Repeated Crash-Tests to Determine Local Longitudinal and Shear Stiffness of the Vehicle Front with Crush, SAE Technical Paper 1999-01-0637, 1999.

第 5 章

車両衝突加速度および客室変形に基づいた乗員傷害予測式の構築

5.1 緒 言

第 2 章では、乗員・客室マルチボディモデルから成る傷害解析モデルが、前面衝突の 5 つの衝突形態において生じる乗員傷害の差異を表現することが分かった。第 3 章および第 4 章では、前面衝突事故を網羅する 7 つの衝突形態について、衝突加速度および客室変形の特徴を明らかにした。そして、衝突加速度および客室変形の特徴を、力学的負荷の総量（デルタ V）と衝突形態の 2 つの変量に集約することができた。つまり、様々な前面衝突における力学的負荷を、衝突形態とデルタ V に応じて任意に作成することができる。そして、傷害解析モデルにこれらを与え、様々な前面衝突における乗員傷害を解析し、傷害データベースを作成することができるようになった。

事故直後に衝突に関する情報として衝突加速度のみが利用可能である場合に、乗員の受傷程度を予測することを考える。この時、衝突加速度の情報を変数、受傷程度を解とする関係式（乗員傷害予測式）があれば、瞬時に受傷程度を予測することができる。この式を導出するために、様々な事故における衝突加速度と受傷程度が関連付けられた上述の傷害データベースにおける、両者の関係を調べる必要がある。また、傷害解析モデルからは乗員各部位の傷害値を取得することができるが、AACN においては重傷であるか否かが重要となる。そこで、傷害値と重傷発生確率の関係を定めた傷害リスクカーブを用いて、傷害解析モデルにより得られた傷害値を重傷発生確率へ換算することとした。

乗員傷害予測式の予測精度の検証も重要な課題である。本研究の傷害予測式は、各衝突形態の加速度波形および客室変形波形と同様に車両有限要素モデルの車両に固有である。したがって、適用できる事故例はこの車両と同種もしくは類似の力学的負荷を生じる車両でなければならない。同種の車両が関与した前面衝突事故例はただ一つであったため、類似の衝突特性を持つ車両の事故を選定することとした。

本章では、まず、頭部、胸部、下肢の傷害発生メカニズムと傷害リスクカーブの概要を示す。次に、様々な前面衝突を網羅する 7 つの衝突形態について、様々なデルタ V における衝突加速度と客室変形を入力として傷害解析を実施し、傷害データベースを作成する。続いて、このデータベース中のデルタ V と傷害の関係を衝突形態別に明らかにする。そして、この関係と傷害リスクカーブから、衝突形態別の乗員傷害予測式を導出する。さらに、事故時の衝突加速度か

ら乗員傷害を予測する手法を提案し、前面衝突事故事例に対して適用し、その妥当性を論じる。

以上より、本章では、衝突形態別の衝突加速度および客室変形を考慮した乗員傷害予測式を導出するとともに、衝突加速度から乗員の重傷程度を予測する手法を構築することを試みる。

5.2 傷害発生メカニズムおよび傷害リスクカーブ

本研究では、頭部、胸部、下肢傷害の予測を試みる。本節では、力学的負荷に対する生体力学的応答から傷害へ至る過程である傷害発生メカニズムと傷害指標を述べる。一般に、圧迫により組織の弾性耐性を超えると骨折などが生じ、体内に衝撃波が生じて粘性耐性を超えると内臓などが損傷し、慣性力によっては内部組織が断裂すると考えられている⁽¹⁾。この傷害メカニズムに基づいて、頭部傷害は加速度、頸部傷害は頸椎への軸力および曲げモーメント、胸部傷害は加速度および胸のたわみ量、下肢傷害は大腿骨への軸力が主な傷害基準の変数と定められている。また本節では、各傷害指標の値（傷害値）と重傷発生確率の関係を示す傷害リスクカーブを示す。傷害指標およびリスクカーブは、自動車の安全性能を評価する際に用いられる。本研究では、米運輸省道路交通安全局 NHTSA が FMVSS No.201⁽²⁾において定め、広く用いられている傷害リスクカーブを用いる。

5.2.1 頭部傷害

頭部傷害は脳損傷と頭蓋骨骨折に大別でき、前者は加速度衝撃、後者は荷重衝撃によって発生する⁽³⁾。また、脳損傷は骨折より重傷である⁽¹⁾。Lissner らは、屍体頭部の落下実験などに基づいて、加速度とその持続時間の関係により頭部傷害発生 の 閾値を表す Wayne State 耐性曲線（WSTC: Wayne State Tolerance Curve）を提案した⁽⁴⁾。WSTC は、頭部傷害が発生する加速度の水準はその持続時間が長くなるほど低くなることを表している。そして、この関係を頭部加速度波形に適用するために、Head Injury Criteria（HIC、式(5.1)）が定められた⁽⁵⁾。HIC において $a(t)$ は頭部重心における 3 軸合成加速度[G]、 t_1 、 t_2 [s] は HIC を最大とする時刻である。HIC の定義は、加速度の最大値周辺の大きさが傷害に影響していることを示している（Fig. 5.1）。HIC の物理的な意味の解釈は、Hutchinson ら⁽⁶⁾が力学的エネルギーの観点からの説明を試みているように様々なされている。一般に、頭部傷害発生 の 閾値として、HIC=1000 が用いられる⁽¹⁾。 t_1 、 t_2 は頭部の接触している時刻を選ぶことが考えられるが、 Δt の最大値としては便宜上 36 ms がされている。この HIC 36 は、前面衝突基準（ECE R94）において、乗員ダミーの頭部傷害を評価する指標として定められている。このため、本研究では、HIC 36 を用いることとした。なお、頭蓋骨骨折との相関では、これを 15 ms とするほうがよいとされている。

HIC は、現在、最も広く用いられている頭部傷害指標であるが、指標としての妥当性が傷害発生メカニクスの分野で長く議論されてきた。しかし、HIC は、自動車研究において一般的に用いられているために多くのデータがあること、前後方向衝撃実験に基づいていることから、本研究での利用を妥当と判断した。

屍体頭部に衝撃を与えて傷害発生の有無を調べた実験⁽⁷⁾⁽⁸⁾⁽⁹⁾⁽¹⁰⁾⁽¹¹⁾⁽¹²⁾の結果に基づいて、

Prasad ら⁽¹³⁾は頭蓋骨骨折および脳損傷の傷害リスクカーブを導出した。頭蓋骨骨折は、ヘルメットを被せた屍体の落下実験⁽⁷⁾⁽⁸⁾、屍体頭部の落下実験⁽⁹⁾、および屍体のフロントガラスへのスレッド衝突実験⁽¹⁰⁾の計 54 例のうち 25 例で発生した。この 54 例において、HIC および Δt は、それぞれ 175~3400, 0.9~10.1 ms に分布した。また、HIC が 1000~1500 の 15 例のうち 10 例に頭蓋骨骨折が発生した。なお、頭蓋骨骨折の重傷レベルは報告されなかった。脳損傷は、ヘルメットを被せた屍体の落下実験⁽⁷⁾⁽⁸⁾および振り子による前頭部衝撃実験⁽¹¹⁾⁽¹²⁾の計 38 例のうち 18 例で発生した。試験頭部の脳圧は、脳への動脈を通じた染料を含む液体の注入による再加圧により復元された。衝撃により動脈が損傷して染料が染み出る。この 38 例において、HIC および Δt は、それぞれ 31~3765, 0.7~13.7 ms に分布した。また、HIC が 1000~1500 の 17 例のうち 10 例に脳損傷が発生した。なお、落下実験⁽⁷⁾⁽⁸⁾では重傷程度は報告されていないが、衝撃実験⁽¹¹⁾⁽¹²⁾では AIS 80*を用いて各例の重傷程度が報告されている。

Mertz ら⁽¹⁴⁾は、傷害発生の閾値は線形ではなく分布すると考え、複数のデータから閾値を導出する手法を提案した。Prasad ら⁽¹³⁾は、その累積分布曲線を描く手法を用いて、頭部傷害リスク P を導出した。Fig. 5.2 に上述した実験データと傷害リスク P の曲線を示す。傷害が発生した例を 100%，発生しない例を 0% として HIC に応じて分布させ、この分布を網羅する累積分布曲線 (Fig. 5.2 の Risk Curve 1) を描いた。頭蓋骨骨折と脳損傷の傷害リスクカーブはほぼ一致した (Fig. 5.2 では同一)。なお、後に Hertz ら⁽¹⁵⁾は、対数正規曲線 (Fig. 5.2 の Risk Curve 2) が上述のデータに最も適合する傷害リスクカーブであると提案した。

$$\text{HIC} = \left[(t_2 - t_1) \left(\frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} a(t) dt \right)^{2.5} \right]_{\max} \quad (5.1)$$

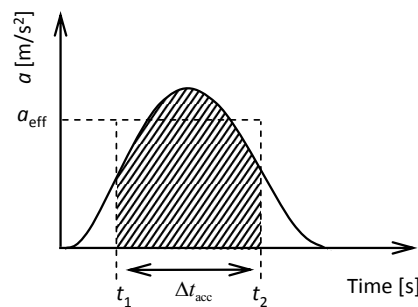


Fig. 5.1 Time history of the head acceleration

* 簡易傷害スケール。傷害を 1~6 段階に分類する。3 以上で重傷とされる。数字は改定年号。

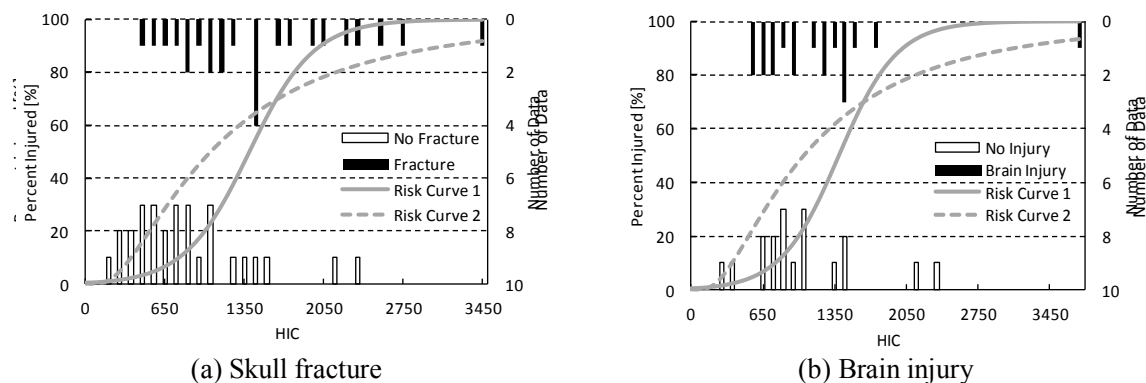
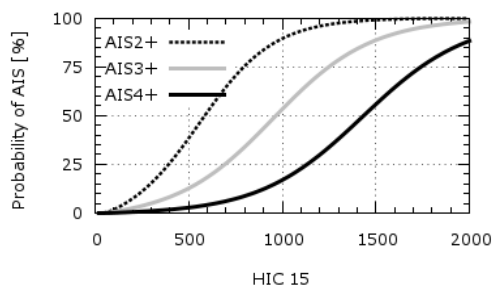


Fig. 5.2 Data distributions and the risk curves of head injuries

Prasad ら⁽¹³⁾は、傷害リスクカーブの課題を幾つか挙げた。まず、脳損傷について、分析に用いた実験では動脈系のみ内圧が加わっているため静脈系の損傷は計測されていない。つまり、動脈破裂が観察されていない場合にも脳は損傷している可能性がある。したがって、上述の実験の全ての脳損傷は致命的な傷害（AIS 4+）とみなされた。また、上述の実験では実際よりも高い衝撃レベルで脳損傷が発生したことが、脳損傷と頭蓋骨骨折の傷害リスクカーブがほぼ一致した原因と考察された。さらに、傷害閾値と関連する一定の衝撃を大量の試験サンプルに与えるべきだという研究⁽¹⁶⁾⁽¹⁷⁾があることから、上述の実験データは傷害リスクカーブを導出するために必ずしも適切ではないと考察された。そもそも、HIC が頭蓋骨骨折および脳損傷の適切な指標であるかという疑問も提示された。

NHTSA は Prasad ら⁽¹³⁾の傷害リスクカーブを AIS 4+ として、これに基づいて他の AIS レベルの傷害リスクカーブを提唱した⁽²⁾。Fig. 5.3 および式(5.2)に示す。なお、NHTSA は 2003 年よりこの傷害リスクカーブの改訂に着手し、2012 年現在、進行中である⁽¹⁸⁾。

$$P_{\text{AIS } 3+} = \frac{1}{1 + \exp(3.49 + 200/\text{HIC} - 0.00372 \cdot \text{HIC})} \quad (5.2)$$

Fig. 5.3 Risk curves of head injury AIS 2+, 3+, and 4+ (the original of Prasad et al. ⁽¹³⁾)

5.2.2 胸部傷害

胸部傷害の指標として、3 ms 最大加速度（T3MS）および最大たわみ（CD）が一般に用いられてきた。胸たわみは、胸椎に対する胸骨の変位であり、胸部傷害との相関が高く、屍体を用いた胸部インパクト実験の結果から胸部の力-たわみ特性が報告されている⁽¹⁹⁾。胸たわみの閾

値として、分布荷重では 63 mm，集中荷重では 50 mm が用いられる．胸部加速度は，胸たわみよりは胸部傷害との相関が低いものの，胸椎には拘束装置，頭部，頸椎などから力が伝達されるため，胸部への荷重を総合的に評価することができる．胸部加速度の閾値として，60 G (588 m/s²) が用いられる．

NHTSA バイオメカニクスデータベースの屍体を用いたスレッド実験結果を利用して，Eppinger ら⁽²¹⁾は胸部傷害リスクカーブを導出した．3箇所の実験所で実施された計71例の実験を用いた．このうちの54例はMorgan ら⁽²⁰⁾によるもので，シートベルト着用，エアバッグ有無など様々な乗員保護装置の条件下で，デルタ V は 23～56 km/h とされた．屍体サンプルは，平均年齢 60 歳，平均体重 70 kg であった．AIS 90 を用いて胸部傷害程度が報告されている．

Eppinger ら⁽²¹⁾は，Prasad ら⁽¹³⁾と同様にして，上述した実験データから胸部傷害リスクカーブを導出した (Fig. 5.4)．屍体を用いたスレッド試験では，同程度の衝撃が発生する実際の事故よりも，重傷が発生することが様々に報告されている⁽²²⁾．また，実験の屍体は実際の運転人口よりも 30 年ほど高齢である．Fig. 5.5および式(5.3)，(5.4)に示す各 AIS の傷害リスクカーブは，Fig. 5.4の傷害リスクカーブをスケールダウンすることにより導出され，NHTSA はこれを胸部傷害の傷害リスクカーブと提唱した⁽²⁾．たとえば，50%の傷害値が 20%となるように調整された．このスケールダウンの根拠は，文献(21)において明記されていない．

Eppinger ら⁽²¹⁾は，導出した傷害リスクカーブの妥当性を検証した．実際の事故 (NASS, 1988～1996) および衝突試験 (FMVSS 208, 1996～1999) における AIS 3+の発生状況と傷害リスクカーブを比較した．詳細は文献(21)において明記されていないが，CD および T3MS の $P(\text{Injury})$ は実際より過大 (重傷) に見積もる傾向があり，CTI の傷害リスクカーブは妥当であった．シートベルト着用の事例では，CD および T3MS の傷害リスクカーブは，実事故データの約 16%，試験データの 55%を過大に見積もった．

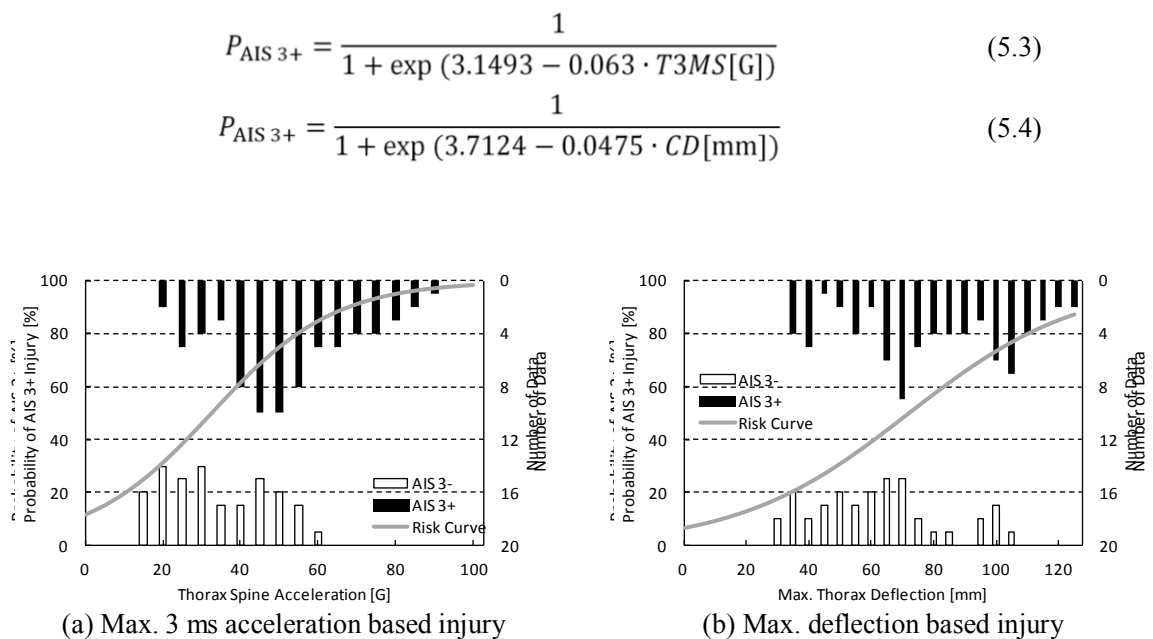


Fig. 5.4 Data distributions and the risk curves of thorax injuries

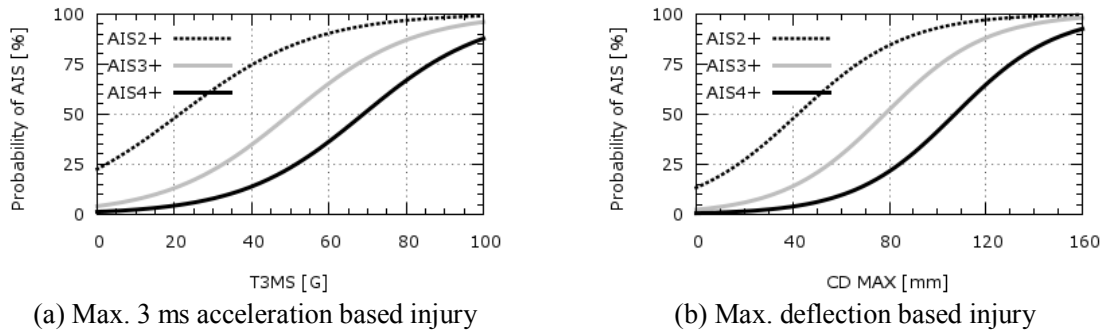


Fig. 5.5 Risk curves of thorax injury

5.2.3 下肢傷害

下肢傷害は、Knee-thigh-hip：大腿骨骨折，Knee：靱帯断裂，Tibia plateau：骨折，Tibia/fibula shaft：骨折，Calcaneus, ankle, & midfoot：骨折，Malleolr:損傷の6つに大別できる．各傷害の指標は，骨軸荷重，モーメント，変形である．大腿骨軸荷重の最大値（FFC: Femur Force Criterion）が一般的に用いられる．骨の強度はひずみ速度が大きくなると高くなることを反映して，荷重の持続時間と大腿骨圧縮力の関係で表される閾値が定められた⁽²³⁾．傷害程度に被害者の平均余命を乗じることで，長期にわたる傷害の影響を見積もる指標 Life-year Lost to Injury (LLI) がある．致死的不是が高度の身体機能障害につながり，社会的損失は大きいと考えられている．

Kuppa ら⁽²⁴⁾は，実際の事故 17669 例（NASS-CDS データ，1993～1999）を分析した．車両は全て運転乗員エアバッグおよびサイドエアバッグを搭載した車両で，前面衝突（正面，オフセット）を対象とした．88%の乗員がベルトを着用している．傷害程度は AIS 90 にて報告されている．下肢傷害は，全ての前面衝突で著しく発生した．下肢傷害の内訳をみると，大腿部が 55 %（LLI は 42 %）と最も多く，次いで踵・足部が 33 %（LLI は 26.5 %）であった．さらに，様々な研究における屍体衝撃実験，計 126 例を分析した Morgan ら⁽²⁵⁾の研究を参照した．大腿骨軸荷重が計測され，AIS 0～3 の傷害が発生した．

Kuppa ら⁽²⁴⁾は，Prasad ら⁽¹³⁾と同様にして，上述した実験データから下肢傷害の傷害リスクカーブを導出した (Fig. 5.6)．大腿骨骨折は大腿軸荷重と強い相関があった ($p=0.0001$)．NHTSA は，Kuppa ら⁽²⁴⁾の $P(\text{Injury})$ を下肢傷害のリスクカーブと提唱し (Fig. 5.7 および式(5.5))，AIS 2+，3+以外の AIS レベルの傷害リスクカーブは示されていない⁽²⁾．

$$P_{\text{AIS } 3+} = \frac{1}{1 + \exp (4.9795 - 0.3265 \cdot \text{FFC} [\text{kN}])} \quad (5.5)$$

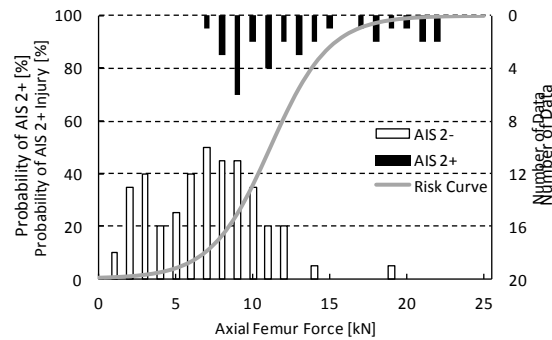


Fig. 5.6 Data distributions and the risk curves of knee-thigh-hip injuries

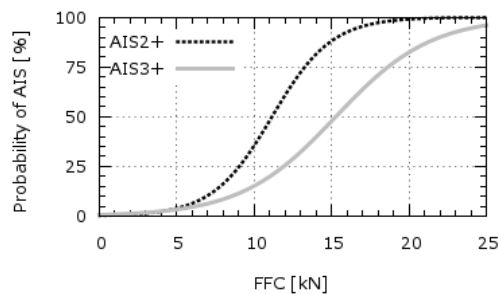


Fig. 5.7 Risk curves of lower extremity injury

5.3 傷害解析モデルによる傷害データベースの作成

5.3.1 様々な衝突における衝突加速度および客室変形

傷害解析モデル（第 2.3 節）において、衝突形態および衝突エネルギーに応じた力学的負荷を設定し、様々な前面衝突を網羅する傷害解析を行う。傷害解析モデルの入力となる力学的負荷は、衝突加速度および客室変形である。衝突加速度は右サイドシル位置に減速度として与え、客室変形はトーボードパネルの右サイドシル局所座標系上の強制変位として与える (Fig. 5.8)。フットパネルとトーボードパネル間には接触が定義されていないので、乗員側へ変位（後退）するトーボードは、乗員モデルの足部に接触する。なお、実車衝突試験に対する妥当性検証（第 2.4.4 項）では、試験において客室変形時刻歴が計測されていないために、客室変形は考慮されていない。

第 3 章にて定めた 7 つの衝突形態のテンプレート衝突加速度波形 (ΔV 1 m/s)、第 4 章にて定めた各衝突形態の客室変形パラメータとデルタ V の関係式を用いて、衝突形態およびデルタ V に応じた力学的負荷を作成する。デルタ V の水準は、10 m/s、15~25 m/s とした (Table 5.1)。中程度以上の衝突において重傷発生の閾値が存在すると予想されることから、15 m/s (=54 km/h) 以上の衝突を 1 m/s 間隔で観察することにした。

テンプレート衝突加速度に、所望の ΔV [m/s] を乗じることにより、傷害解析モデルに入力する衝突加速度を作成した (Fig. 5.9)。デルタ V が変化すると加速度の値は変化するが時間変化は不変である。また、衝突形態間の差異の程度は、いずれのデルタ V においても同一である。各衝突形態の客室パラメータとデルタ V 関係式に所望の ΔV [m/s] を代入して得られた 4 つのパ

ラメータから、客室変形（トーボードパネル）時刻歴を作成した（Fig. 5.10）。ここでは、客室変形とデルタ V の関係式は、車両有限要素モデルにおけるブレーキペダルの右サイドシルへの相対変位に基づいて導出されている。車両有限要素モデルおよび客室マルチボディモデルの右サイドシル、シートおよびステアリングホイール位置を一致させると、衝突前のブレーキペダルはトーボードパネルより右サイドシル側にある。そこで、トーボードパネル変位がブレーキペダル変位を表現するように、客室変形パラメータの $d_{\max}$ および d_{red} には、ブレーキペダルとトーボードパネルの距離を加えた。デルタ V が変化すると、衝突形態に応じて全ての客室変形パラメータは変化する。従って、衝突形態間の差異の程度は、デルタ V の水準により異なる。エアバッグ展開時刻およびベルトプリテンション開始時刻（TTF）は、各衝突加速度に基づいて算出した RTTF、または RTTF が 0.01 ms 未満の場合は 0.01 ms とした（Fig. 5.11）。デルタ V が増大すると TTF は減少する。デルタ V が 15 m/s までは全ての衝突形態において RTTF であるが、以降は衝突形態#1, 5, 7, 6, 4 の順に 0.01 ms となる。

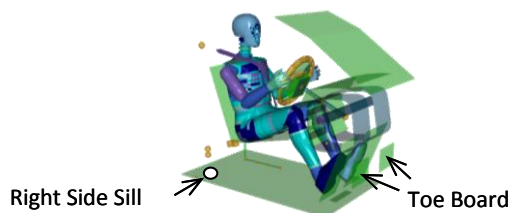


Fig. 5.8 Occupant injury simulation model

Table 5.1 Crash parameters and those values in injury prediction simulations

Parameter	Level	Value
ΔV [m/s]	12	10, 15, 16, 17, 18, 19, 20, 21, 22, 23, 24, 25
crash category	7	#1, 2, 3, 4, 5, 6, 7

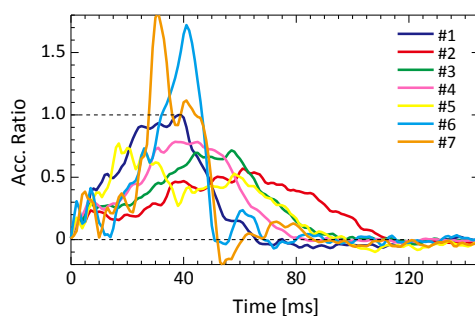


Fig. 5.9 Vehicle acceleration vs. time of each crash category as the inputs in the injury simulations

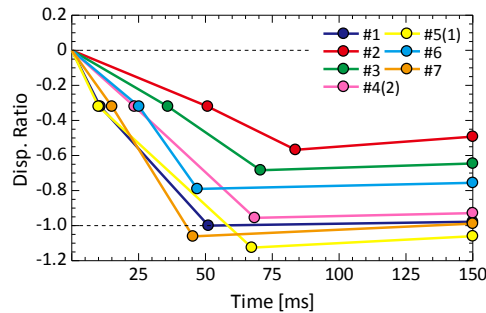


Fig. 5.10 Toe board panel displacement vs. time of each crash category of a ΔV as the inputs in the injury predicting simulations

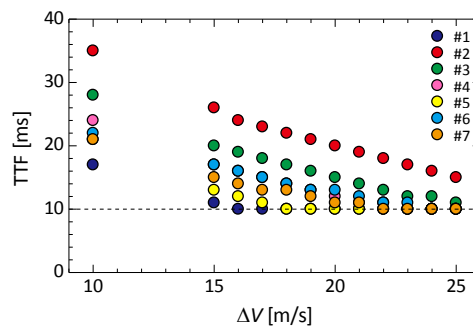


Fig. 5.11 TTF in the injury predicting simulations (from 15 to 19 m/s #4's TTF are the same with #6's)

5.3.2 乗員挙動

7つの衝突形態について、客室変形を与えた場合と与えていない場合の ΔV 20 m/sにおける乗員モデルの外観挙動の時刻変化を、右側面図、上面図、下面図にて示す (Fig. 5.12)。客室変形を付与した場合には、トーボードパネルが客室後方へ変位しているのが確認できる。

頭部・胴体部の外観挙動は、衝突形態により異なり、客室変形負荷の影響は見られなかった。衝突開始直後から前進し、その後展開をほぼ終了したエアバッグに接触する。衝突加速度の立ち上がり早いほど、この接触時刻は早い。エアバッグとの接触から約 20 ms 後に、頭部・胸部の変位は最大となり、エアバッグへの沈込みも最大となる。この時、#1, 4, 6, 7 では、エアバッグがステアリングホイールを覆うように変形し、胸部はステアリングホイールに接触している。さらに時間が経過すると、#1, 6, 7 においてエアバッグが収縮している。また、全ての衝突形態において、エアバッグとの接触後から頭部および胸部は右側へ傾いていく。

下肢の外観挙動は、衝突形態および客室変形負荷に応じて異なった。前進する胴体部とフットパネル位置に留まる足部に挟まれ、大腿と下腿のなす角は減少する。膝部は前進するとともに上昇してパネルに接触する。衝突加速度の立ち上がり早いほど、接触時刻は早い。客室変形が負荷された場合には、トーボードパネルに押し込まれて足部が後退するので、大腿と下腿のなす角はより早く大きく減少する。なお、左膝の貫入量ほうが右膝より大きい。また、#1, 4, 5, 6, 7 の 90 ms 以降において、左右の足部・下腿部がそれぞれ外側へ大きく移動している。

次に、頭部重心および胸椎合成加速度、胸たわみ量、大腿軸方向荷重を示す (Fig. 5.13)。加速度およびたわみ量は、客室変形を与えた場合の衝突形態#1 における最大値に対する比として、

荷重は、#1の左大腿の最小値（最大圧縮）に対する比として、符合を変えずに示している。

頭部および胸部の応答は、衝突形態に応じて異なり、客室変形負荷の影響はなかった。#1, 7, 6では比較的早く早く現れ、#2, 3, 4では順に長く遅く現れ、#5では立ち上がり早い比較的時間長く現れた。また、最大値は#6, 7が最も大きく、#1, 4と続き、#2, 3, 5はほぼ同程度である。一方、大腿軸方向荷重の時刻歴は、衝突形態によって異なる傾向を示し、客室変形の負荷により荷重は増大した。より大きな荷重の生じた左大腿について、#1, 6, 7では、50 ms付近において最大圧縮荷重が生じているが、#4, 3, 2ではより遅く小さい最大荷重が生じている。客室変形が比較的早く負荷される#1, 5, 7では、20 ms付近で既に圧縮荷重が生じる。また、#5では、左大腿の時刻変化が客室変形負荷により圧縮と引張の傾向が反転した。

頭部および胸部の物理量応答には、いずれの衝突形態においても3つの領域がある。衝突開始後20 ms付近から立ち上がり第一ピークを迎え（領域①）、一旦減少し（領域②）、再び増加してピークに達して減少する（領域③）。#1, 6, 7では、頭部加速度は95 ms付近でスパイク状の増加を見せる（領域④）。領域①の極大値は衝突形態間に共通し、その時刻は顔面が全てエアバッグに接触した時刻（Fig. 5.12, side）に概ね一致している。領域②の極小値も衝突形態間に共通し、その時刻は領域①の極大値から5~20 ms後である。領域③の極大値は、#6, 7, 1, 4の順に大きく、#2, 3, 5は領域①の極大値と同程度である。その時刻は、頭部が最もエアバッグに沈み、乗員が最も前方へ移動した時刻に概ね一致している（Fig. 5.12, side）。頭部加速度の極大値は#1, 4, 6, 7においてスパイク状に最大値に達している。領域④の極大値は、エアバッグが収縮をはじめた時刻に生じている（Fig. 5.12, top）。大腿軸方向荷重は、いずれの衝突形態においても3つの領域がある。客室変形を負荷した#1, 5, 7を除いて、40 ms付近まで引張荷重が発生し、その後は圧縮荷重に転じて極大値を迎えた後に、再び引張荷重が発生する。左大腿荷重は右大腿よりも大きく、客室変形を負荷した#1, 6, 7では、圧縮荷重が極大となる前後において荷重は振動し、同程度の引張荷重が発生している。圧縮荷重が最大となる時刻は、客室変形および衝突加速度が最大となる時刻に概ね一致している。最大圧縮荷重は、最大客室変形ではなく、最大衝突加速度が大きくなるほど、大きくなる。

Fig. 5.12(a)(i) Top view of occupant behavior (crash pulse and cabin-deformation as mechanical loads at ΔV of 20 m/s)

Fig. 5.12(a)(ii) Side view of occupant behavior (crash pulse and cabin-deformation as mechanical loads at ΔV of 20 m/s)

Fig. 5.12(a)(iii) Bottom view of occupant behavior (crash pulse and cabin-deformation as mechanical loads at ΔV of 20 m/s)

Fig. 5.12(b)(i) Top view of occupant behavior (crash pulse as mechanical load at ΔV of 20 m/s)

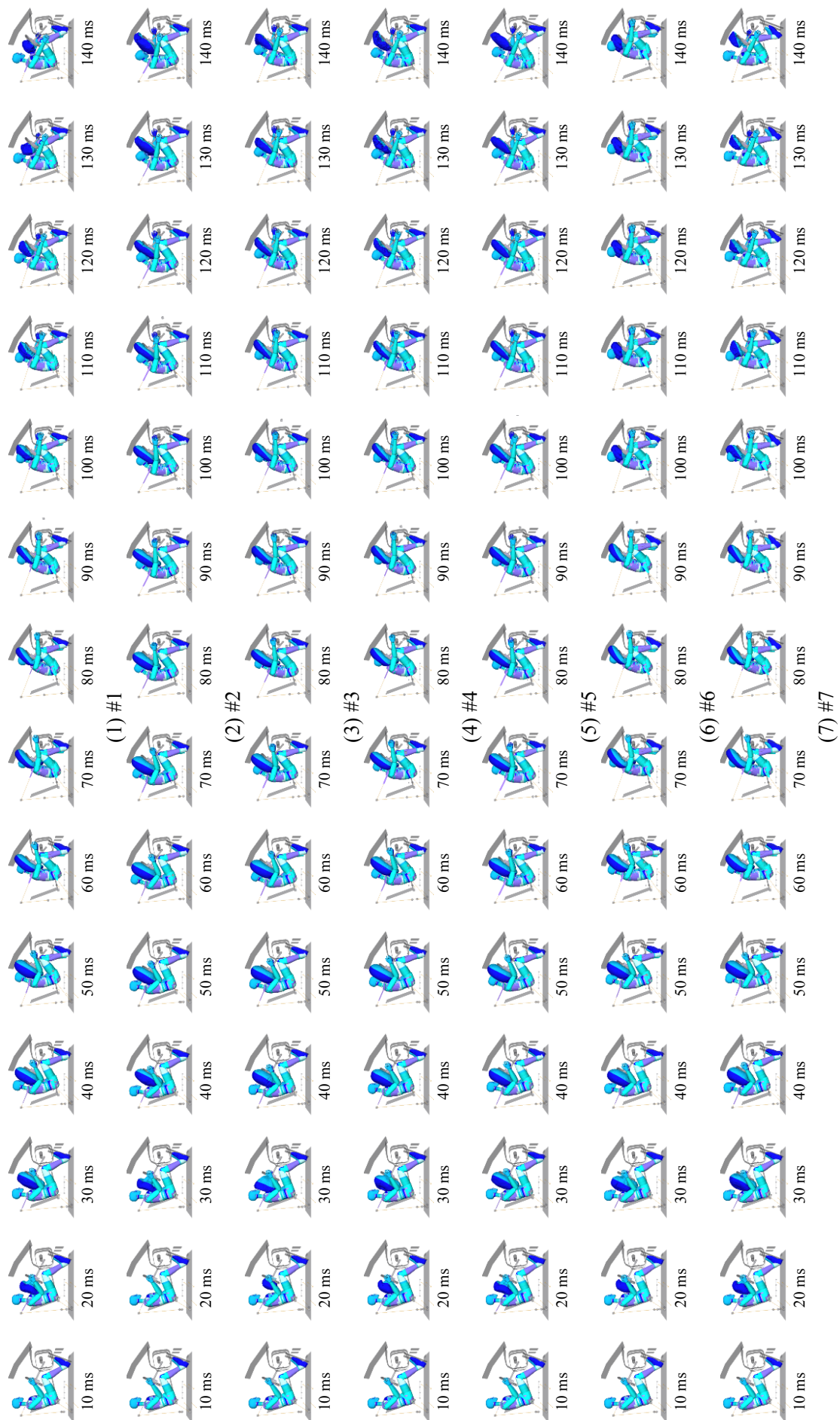
Fig. 5.12(b)(ii) Side view of occupant behavior (crash pulse as mechanical load at ΔV of 20 m/s)

Fig. 5.12(b)(iii) Bottom view of occupant behavior (crash pulse as mechanical load at ΔV of 20 m/s)

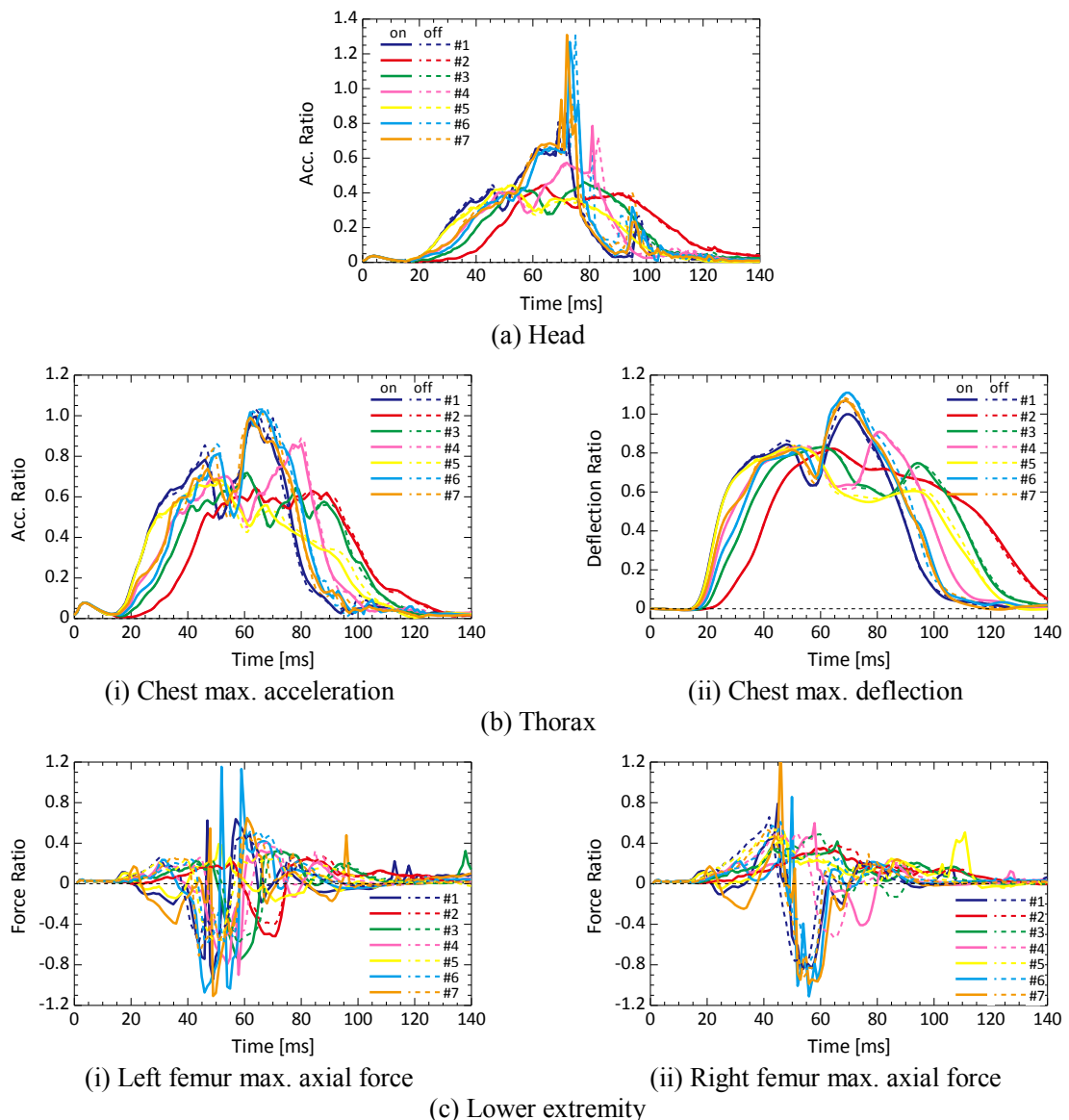


Fig. 5.13 Comparison of dummy's response between on and off brake pedal displacement in the simulations at ΔV of 20 m/s

以上の結果より、衝突形態および客室変形負荷は、頭部・胸部の挙動には前者のみの影響を受け、大腿部には両者の影響が現れた要因を、各部位への力学的負荷の観点から説明することができる。頭部、胸部の力学的負荷は、衝突加速度、エアバッグまたはシートベルトからの荷重である。それぞれは、この傷害解析において客室変形の負荷に関わらず不変である。このため、頭部および胸部の応答に、客室変形負荷の影響は見られなかったと考えられる。また、主な力学的負荷が衝突加速度であるために、加速度およびたわみ量の時刻歴に現れた衝突形態による定性的および定量的な違いは、衝突加速度の特徴 (Fig. 5.9) と対応している。一方、大腿軸方向荷重は、客室変形 (Fig. 5.10) および衝突加速度双方の影響を受けていると考えられる。衝突開始直後は、前進する頭部・胴体部の荷重を受けるために、大腿部には前方への (引

張) 荷重が働いている。荷重の大きさは、頭部・胴体部質量と加速度の積であるため、各衝突形態の衝突加速度の大きさに対応している。時間が進み、インストゥルメンタルパネルに貫入すると、貫入量に応じた後方への(圧縮)荷重が働く。客室変形が負荷されると、前進する腰部とトーボードパネルに押し込まれて後退する下腿に挟まれて、大腿部にはより大きな圧縮荷重が働くと考えられる。#5では、逆に、客室変形負荷によって引張荷重が生ずるが、衝突加速度が20 ms付近において既に減少しているために腰部の前進が比較的少なく、インストゥルメンタルパネルへの貫入も少ないためであると考えられる。このように、大腿軸方向荷重の時刻歴には、腰部の前進に関わる衝突加速度と下腿の後退に関わる客室変形双方の影響が現れたと考えられる。

頭部および胸部の物理量応答に現れた定性的な変化は、エアバッグおよびシートベルト(乗員拘束装置)の影響を受けていると考えられる。エアバッグと接触することによって頭部・胸部の前方への移動が抑制され始める(領域①の極大値)。ここで、エアバッグのエネルギー吸収機能はいずれの衝突形態においても同様に発揮されているので、頭部加速度の最大値がほぼ同じになったと考えられる。図示した ΔV 20 m/sでは、TTFは#1,5を除いて0.01 msより遅く、エアバッグ展開までに十分な時間があつた。デルタVが大きくなると、展開完了前に接触するために衝突エネルギーが十分に吸収されなくなると考えられる。領域②では、衝突加速度は依然として働いているので(Fig. 5.9)、再び各量は上昇する。領域③における極大値は頭部が最もエアバッグに沈み込んだ時刻生じていることから、頭部加速度にスパイク状の極大値が現れた衝突形態(#1, 6, 7, 4)では、エアバッグが底付いていると考えられる。領域①と同程度の極大値が現れた衝突形態(#2, 3, 5)では、エアバッグのエネルギー吸収の限界を超えていないと考えられる。領域④では、エアバッグが突然収縮し、前方への移動が抑制されなくなったために、頭部加速度に極大値が現れたと考えられる。また、頭部が右側へ傾いたこともシートベルトの影響だと考えられる。シートベルトによって右肩が拘束されているために、胴体左側がより前方へ出ている。これにより、左大腿がより前方へ変位しインストゥルメンタルパネルにより貫入するために、左大腿の圧縮荷重がより大きくなったと考えられる。

客室変形負荷によって、下腿が外側へ開く現象(Fig. 5.12(a)(iii))や、#5における左大腿の荷重が40 ms以降に反転したことは、力学的負荷のひとつである客室変形の観点においてこの傷害解析モデルの改良の必要性を示唆している。まず、トーボードパネルに強制変位を与えるという客室変形の負荷方法は、実際のブレーキペダルが局所的に変形(侵入)してくる現象とは異なる。客室変形は3次的に生じるため、このような単純な負荷方法は適切ではなかったと考えられる。つまり、有限要素モデルを用いた衝突解析にて得られる客室変形を、マルチボディモデルを用いた傷害解析に入力する手法は適当ではない。これを解決するには、衝突解析において車両モデルに乗員モデルを搭載する必要がある。ただし、客室変形負荷により、頭部および胸部応答は変化せず、大腿軸荷重が増大したことは、これらの部位への力学的負荷の観点から妥当と考えられ、客室変形負荷により解析が改悪されたとは考えられない。また、衝突試験との比較において(第2.4.4項)、客室変形を負荷していない傷害解析結果は試験の計測値よりも小さかったことから、客室変形の負荷により、下肢傷害値は実現象により近くなると考えられる。

5.3.3 乗員傷害

7つの衝突形態について、客室変形を与えた場合と与えていない場合の ΔV 20 m/sにおける、頭部、胸部、下肢の傷害値を示す (Fig. 5.14). 各値は、客室変形を与えた衝突形態#1における値に対する比として表している. 大腿軸方向圧縮荷重は、左大腿の値を基準としている. また、各部位の物理量応答から傷害値を導出した際の時刻を示す. HIC は t_1 (式(5.1)参照), その他の傷害値は各物理量が最大となる時刻である.

衝突形態の違いは、頭部傷害において最も顕著である. 胸部傷害では、加速度基準の傷害値においては衝突形態の間に最大 2 倍の差異があるが、たわみ基準の傷害値では差異は最大 1.3 倍である. 下肢傷害は、客室変形負荷の影響が現れ、負荷した場合には衝突形態の違いが最大 5 倍ある. いずれの部位においても、衝突形態#6 または 7 の傷害値が最も大きく、#1, 4 と続き、より小さい#2, 3, 4 は同程度の値である. 傷害値を定める時刻は、#5 が最も早く、#1, 6, 7 はより遅く同程度である. また、頭部、胸部傷害値は、衝突形態#2, 3, 5 において同程度の値となったが、その値を定める時刻は異なっている. 客室変形を負荷した場合、頭部および胸部の傷害値に変化は見られないが、下肢の傷害値はより大きくなった. 左大腿の傷害値は客室変形を負荷していない場合の 2 倍程度となった. 傷害値の時刻の変化はわずかである.

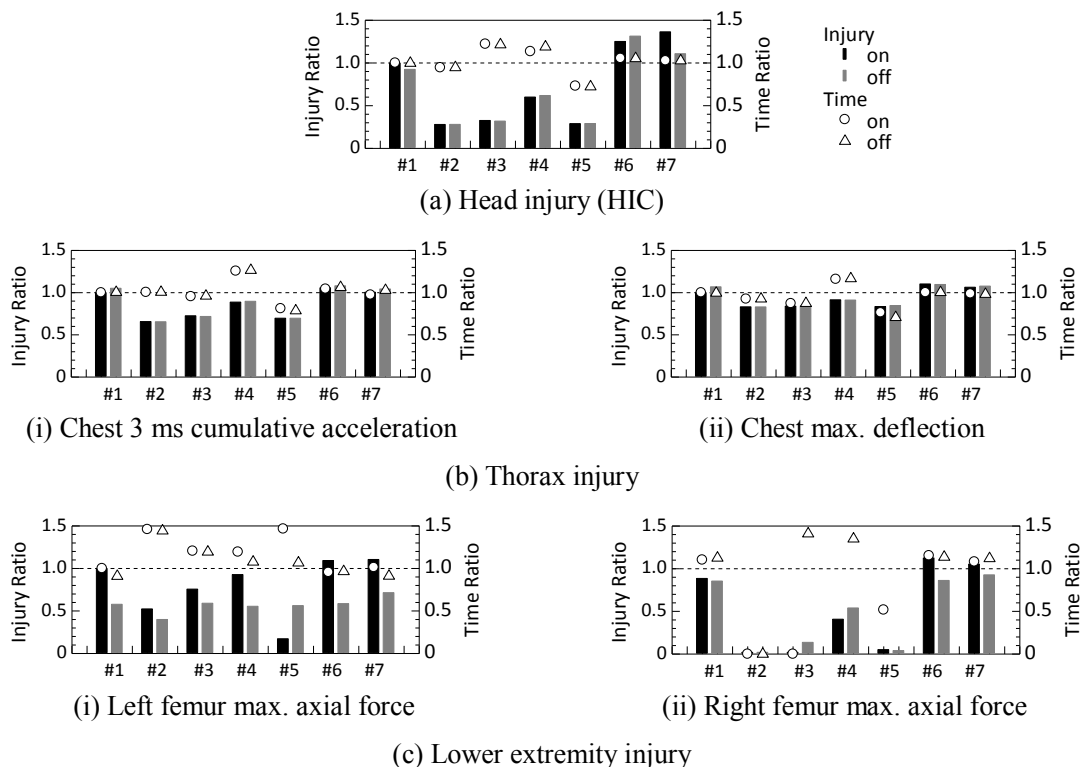


Fig. 5.14 Injury and its time in the simulations at ΔV of 20 m/s of on and off toe board displacements: each value is expressed as the ratio to that in #1 of on toe board displacement

以上の結果より、衝突形態および客室変形負荷の傷害値に及ぼした影響は、乗員挙動が受けた影響に対応していると考えられる. また、傷害値が同程度であっても、乗員挙動・物理量応答は異なり、傷害値を定める時刻も異なっていることから、衝突加速度に基づいて定めた衝突

形態は、乗員傷害の特徴も異なることが分かった。従って、この7つの衝突形態は、衝突加速度、車体損傷、乗員傷害において互いに異なる特徴を持っていると考えられる。また、客室変形の負荷による下肢傷害の変化は衝突形態間の差異よりも大きいことから、客室変形の影響は有意であると考えられる。この傷害解析モデルにおける客室変形負荷には改良が必要であるが、客室変形を負荷することにより実現象に近づくと考えられる（前項）。従って、乗員傷害予測式を導出するための傷害データベースは、衝突加速度に加えて客室変形も力学的負荷として与えた解析結果により構成する、という本研究の方針は妥当であると考えられる。

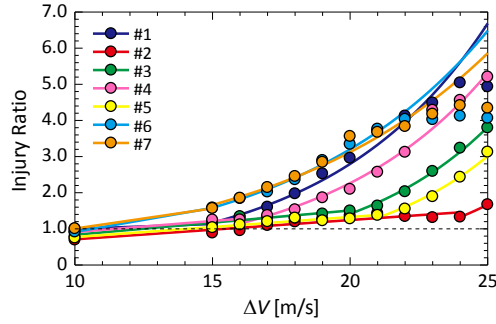
次に、客室変形を負荷した場合の7つの衝突形態における、デルタ V の変化に伴う傷害値の変化を示す (Fig. 5.15)。全ての傷害値は、衝突形態#1 の $\Delta V=10$ m/s における値に対する比として示す。大腿軸方向荷重は、左右大腿の最大値を用いた。また、傷害値とデルタ V の関係を最小二乗法により近似し、その直線および自然対数曲線を重ねて示す。デルタ V の増大に伴う傷害値の変化率が一定か変化するかが自明でないため、累乗関数ではなく自然対数関数にて近似した。各近似区間は、傷害値の増加傾向に基づいて、衝突形態、傷害値の種類別にそれぞれ定めた。また、デルタ V が増大を続けても傷害値が一定にとどまる解析ケースは、近似対象から除いた。各傷害値は乗員モデル各部位に生じた物理量応答より算出されるが、モデルの制約として物理量には上限がある。しかし、デルタ V が増大すれば、傷害程度は増大を続けると考えられる。式(5.6)に示す直線、自然対数曲線近似の相関係数、および両近似の境界となった ΔV_{mg} を Table 5.2 に示す。

衝突形態に応じて、各部位の傷害値とデルタ V の関係は異なった。この関係が自然対数近似されるデルタ V の範囲において、衝突形態#6, 7, 1, 4, 3, 5, 2 の順に頭部および胸部の傷害値が大きく、下肢の傷害値は#5 が最も小さい。傷害値の増加率が変化するまでの傷害値の増加は僅かで、この時の傷害値の大きさに衝突形態による違いは現れない。増加率の変化する ΔV の境界は衝突形態によって異なり、デルタ V の増大とともに傷害値の差異は増大する。傷害値が頭打ちとなり、近似の対象から除外されるデルタ V の範囲は、衝突形態、傷害値の種類によって異なった。胸部の 3 ms 累積加速度は、 $\Delta V=25$ m/s においても、増加を続けた。一方、胸たわみは、#6, 7 の $\Delta V=22$ m/s において既に、頭打ちとなった。また、この限界値は衝突形態間で共通である。相関係数は、いずれの衝突形態、傷害値においても高い水準となった。

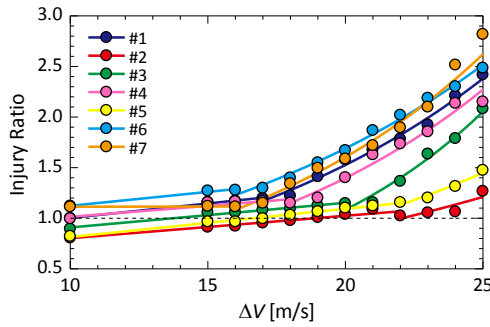
以上の結果より、傷害値とデルタ V の関係にも衝突形態の違いが現れた要因として、いずれのデルタ V においても衝突加速度の相対的な差異が保たれていることが考えられる。傷害解析において力学的負荷として与えた衝突加速度は、各衝突形態のテンプレート衝突加速度 ($\Delta V=1$ m/s) に係数を乗じて作成している。衝突加速度の相対的な差異はいずれのデルタ V でも共通であるが、デルタ V の増大に伴って衝突加速度の絶対量の差異は拡大するので、傷害値の差異も拡大したと考えられる。以上より、いずれの衝突エネルギーにおいても衝突加速度の相対的な差異は一定であるならば、この7つの衝突形態は、衝突加速度、車体損傷、乗員傷害において互いに異なる特徴を持っていると考えられる。また、増加を始める傷害値の閾値が衝突形態間で共通であることは、エアバッグやシートベルトの乗員保護性能の限界を超える力学的負荷が働くと傷害値が増大することを示している。さらに、胸たわみの増大に限界が現れたことは、乗員ダミーモデルの胸たわみを表現するロッドの回転が限界に達したためだと考えられる。胸

たわみ量に限界はあるが、重傷程度は大きくなると予想されるので、胸たわみ量が増大を続けるという近似は妥当であると考えられる。また、加速度基準の傷害値には同様の限界は現れなかったことは、両者の対応している傷害メカニズムが異なることに起因している。

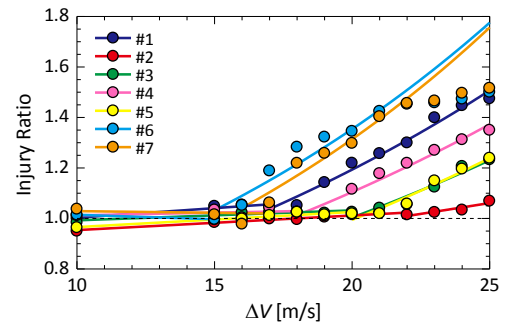
$$\begin{cases} Injury = \alpha_0 + \alpha_1 \cdot \Delta V & (\Delta V < \Delta V_{\text{rng}}) \\ Injury = \beta_0 \cdot \exp(\beta_1 \cdot \Delta V) & (\Delta V_{\text{rng}} < \Delta V) \end{cases} \quad (5.6)$$



(a) Head injury (HIC)

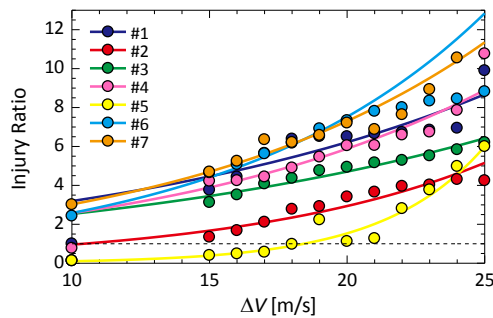


(i) Chest 3 ms cumulative acceleration



(ii) Chest max. deflection

(b) Thorax injury



(c) Lower extremity injury (FFC)

Fig. 5.15 Correlations between injuries and ΔV in the simulations: each injury is expressed as the ratio to that in #1 at ΔV of 10 m/s

Table 5.2 Coefficient of determination for linear and exponential approximations of injuries, and the range of ΔV [m/s] for the exp. approximation

	HIC	3 ms acc.	CD	FFC
#1	1.00, 0.98 (15-24)	0.99, 0.99 (17-25)	0.90, 0.98 (17-25)	0.76, 0.78 (15-25)
#2	0.85, 1.00 (24-25)	0.92, 0.75 (22-25)	0.95, 0.89 (22-25)	0.95, 0.88 (15-25)
#3	0.93, 0.99 (20-25)	0.97, 0.97 (20-25)	0.77, 0.94 (20-25)	0.97, 0.94 (15-25)
#4	0.97, 0.99 (16-25)	0.85, 0.97 (18-25)	0.16, 0.96 (18-25)	0.83, 0.92 (15-25)
#5	0.94, 0.98 (21-25)	0.99, 0.96 (22-25)	0.91, 0.95 (20-25)	0.83, 0.91 (15-25)
#6	1.00, 0.99 (15-22)	0.99, 0.99 (16-25)	1.00, 0.93 (15-22)	0.98, 0.98 (10-21)
#7	1.00, 0.97 (15-23)	0.21, 0.98 (16-24)	0.01, 0.94 (17-22)	0.90, 0.90 (15-25)

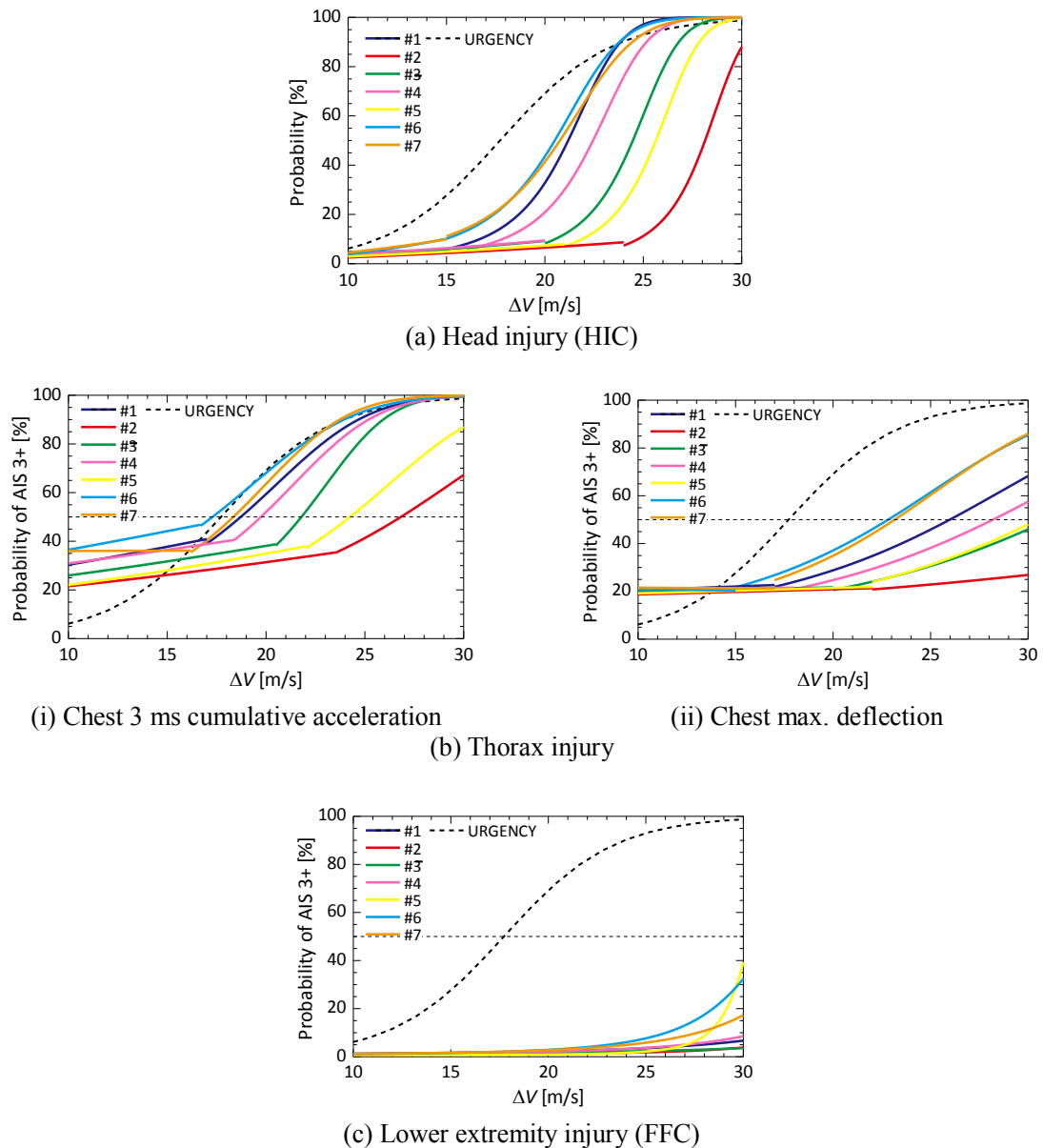
5.4 乗員傷害予測式の導出と妥当性検証

5.4.1 傷害データベースに基づく乗員傷害予測式の導出

AACNにおいて、事故現場への急行や治療の判断に重要となるのは重傷発生確率である。傷害データベース中の解析ケースに基づいて各部位の傷害値とデルタ V の関係式が得られたが、これには重傷発生確率の情報は含まれていない。そこで、第 5.2 節で示した傷害値と重症発生確率の関係（式(5.2), (5.4), (5.5)）に、各衝突形態の傷害値とデルタ V の関係式（式(5.6)）を代入することにより、衝突形態に応じた重傷発生確率とデルタ V の関係式（乗員傷害予測式）を導出した。

頭部、胸部、下肢傷害の衝突形態に応じた乗員傷害予測式を示す（Fig. 5.16）。各曲線の不連続点は、傷害値－デルタ V 式を直線、曲線近似した境界である。 ΔV 25 m/s 以上では、25 m/s までの傷害値－デルタ V 式を用いている。傷害データベースの ΔV の上限は 25 m/s だが、重傷発生確率が 100%に達するまでを観察するために示した。また、既存の傷害予測式 URGENCY Algorithm と重ねて示す。この曲線は、1997～2005 年に発生した前面衝突の事故例を統計分析して得られた、全身の重傷（MAIS 3+）発生確率とデルタ V の関係である⁽²⁶⁾。分析対象の事故例には、様々な種類の車両、シートベルト着用・非着用、男女の乗員が含まれている。

衝突形態に応じて、頭部、胸部傷害の重傷発生確率とデルタ V の関係は異なった。下肢傷害は、デルタ V が 25 m/s に達しても全ての衝突形態の重傷発生確率は 10%未満に留まり、衝突形態の違いは明らかではない。頭部傷害は、15 m/s 以降から確率は順次上昇を始め、21～25 m/s 付近までに、#6, 7, 1, 4, 3 の重傷発生確率が 50%を順に超えた。URGENCY よりも変化は急峻で変化するデルタ V はより高い水準である。加速度基準の胸部傷害は、10 m/s において、重症発生確率は既に 20～40%あり、16～25 m/s 付近までに#6, 7, 1, 4, 3, 5 の重傷発生確率が 50%を順に超えた。デルタ V に対する重傷発生確率の変化率は、各衝突形態、URGENCY においてほぼ共通であり、特に#6 は 16 m/s 以降において URGENCY とほぼ一致している。一方、たわみ基準の胸部傷害は、22 m/s 以降に 50%を超えた。

Fig. 5.16 Probability of AIS 3+ vs. ΔV of each crash category and URGENCY

以上の結果より、重傷発生確率の観点においても、7つの衝突形態の違いが現れることが分かった。また、重傷発生確率50%に達するデルタVの範囲は7~8 m/s（約26~29 km/h）の開きがあり、衝突形態ごとに傷害予測式を用いる必要性が示された。また、URGENCYとの差異は、それぞれの基づく事故データベース、傷害データベースの差異に起因していると考えられる。URGENCYの事故データベースは、シートベルト非着用、エアバッグ未装備車両、女性乗員を含み、本研究の傷害データベースは、シートベルト着用、エアバッグ展開、平均的成人男性乗員のみ事例から成る。つまり、URGENCYの対象とする傷害は、よりばらつきが大きく、低速度衝突でも重傷の発生した事例を含む。このため、URGENCYは変化が緩やかで低速においてより傷害発生確率が高くなっている。したがって、本研究の乗員傷害予測式の ΔV に対する重傷発生確率の変化率が急峻であることは、妥当であると考えられる。胸部傷害に対する重傷発生確率とデルタVの関係が、傷害値の種類によって異なったことは、

それぞれが異なる傷害発生メカニズムに基づいていることと対応している。下肢の重傷発生確率が 25 m/s においても 10%以下であったことは、本研究の傷害解析モデルが下肢傷害を過小評価する傾向にあることを示している。その要因として、傷害解析において入力した客室変形が、高速度領域において小さいことが挙げられる。第4章にて求めた客室変形とデルタ V の関係式は衝突速度 50~65 km/h の結果に基づいているが、第4.3.2 項で述べたように、より大きな速度領域においてこの関係が成り立たない可能性もある。また、他の要因として、トールボードパネルの強制変位によって客室変形を表現する手法では、傷害が生じるような荷重を下肢に与えられない可能性があることも挙げられる。

5.4.2 衝突試験による妥当性の検証

本研究の乗員傷害予測式は、解析モデルを用いて作成された傷害データベースに基づいて導出されている。この解析モデルは車両・乗員ダミーモデルから成り、第2章において衝突試験による解析モデルの妥当性について述べた。本節では、その衝突試験において計測された衝突加速度に基づいて乗員傷害を予測し、試験乗員ダミーの傷害と比較し、本研究の乗員傷害予測式の妥当性について述べる。

Table 2.1 に示した 5 つの試験条件の計 26 ケースの衝突試験のうち、衝突加速度および乗員ダミー各部位の応答が計測された 24 ケースを用いた。試験乗員ダミーの AIS 3+発生確率は、各部位の応答に基づいて算出された傷害値を式(5.2)~(5.5)に代入することにより算出される。一方、予測値は、試験で計測された衝突加速度に基づいて衝突形態を判別し（第3.5 節参照）、前節で導出した衝突形態ごとの乗員傷害予測式に、これも衝突加速度から算出されるデルタ V を代入して算出される。また、従来の乗員傷害予測手法により構築された URGENCY⁽²⁶⁾は、デルタ V のみに基づいて、全身の最も重大な傷害の発生確率を予測する。傷害発生確率の閾値を 50%として、試験値と予測値のこの閾値に対する大小関係が同じ場合に、正しく予測されたと判断することとした。人命救助の観点では、誤った予測のうち、軽傷を重傷と予測する過大評価（予測値>実値）は許容される一方、重傷を軽傷と予測する過小評価（予測値<実値）は避けなければならない。

Table 5.3に、各ケースの衝突加速度に基づいて判別された衝突形態、ダミー各部位の予測および実際の AIS 3+発生確率を示す。また、全身の AIS 3+について（本 24 ケースでは全て胸部傷害）、前突を対象とする URGENCY による予測結果をあわせて示す。誤って予測されたケースおよび部位について、過小評価は白黒反転にて、過大評価は網掛けにて示されている。各ケースの衝突形態は#1, 2, 3, 4, 5 のいずれかと判別された。なお、この衝突形態判別結果は、各ケースの解析結果が振り分けられた衝突形態と概ね一致している。頭部傷害、たわみ基準の胸部傷害、下肢傷害は、全てのケースで軽傷の水準にとどまり、正しく予測された。一方、加速度基準の胸部傷害は、重傷の水準に達した約半数の 14 ケースにおいて、過小評価された。URGENCY は、重傷 6 ケースを過小評価し、軽傷 4 ケースを過大評価した。

Fig. 5.17に、乗員傷害予測式および衝突試験における AIS 3+発生確率と ΔV の関係を示す。各ケースのプロットは、判別された衝突形態に対応する色にて示されている。なお、FFB (24 km/h) および UND (32 km/h) は、 ΔV が 10 m/s 以下であるため、図示されていない。各ケースの衝

突速度はそれぞれ異なるが、複数のケースが含まれる#1, 4, 2の順に ΔV は大きい値となった。頭部および下肢傷害について、衝突形態ごとに衝突試験の分布と乗員傷害予測式の曲線がよく一致している。衝突形態の影響が顕著な頭部傷害では、#2と判別された ΔV が22 m/s以上の3ケースは、#2の曲線と一致しているが、#1の曲線とは大きく異なる。加速度基準の胸部傷害について、AIS 3+発生確率が50%を超える ΔV は、乗員傷害予測式においてより高いが、衝突形態間の大小関係（#1で最小、#2で最大）および差異の程度（約10 m/s）は一致している。URGENCYの曲線と試験結果のばらつきの中心は、概ね一致している。

以上の結果より、乗員傷害予測式の2つの予測因子のうち、衝突形態については妥当性が高く、デルタVについては頭部、下肢傷害に対して妥当性が高いことが分かった。また、URGENCYは、衝突形態に影響を考慮していないために低デルタVにおける傷害を過小評価することがわかった。したがって、乗員傷害予測において衝突形態を考慮する必要性が、実際の衝突試験においても示された。加速度基準の胸部傷害に対して、デルタV因子に関する乗員傷害予測式の妥当性が低かった要因として、傷害解析モデルが実際より胸部傷害を過小評価していることが上げられる。また、乗員予測では重傷の検出が重要であるため、より高水準の衝突速度における衝突試験により、乗員傷害予測式の重傷に対する妥当性を検証する必要がある。

Table 5.3 Probability of AIS 3+ [%] in the tests and predicted by the curves and URGENCY: shaded cases are failed predictions.

	V_0 [km/h]	Crash Category	Head pred.	Head test	Thorax(acc.) pred.	Thorax(acc.) test	Thorax(def.) pred.	Thorax(def.) test	Lower Ext. pred.	Lower Ext. test	URGENCY pred.	URGENCY test
	24	#1	4.5	1.0	30.2	18.5	20.5	12.0	1.1	2.0	5.8	18.5
		#1	6.7	14.1	38.4	54.6	22.2	15.5	1.6	1.9	30.5	54.6
		#1	5.5	12.3	37.5	55.4	22.0	19.5	1.6	1.9	26.3	55.4
	50	#1	5.6	9.0	37.5	59.1	22.0	14.2	1.6	1.4	26.4	59.1
		#4	8.0	8.2	39.0	45.0	21.5	10.7	1.7	1.3	44.8	45.0
FFB		#1	6.8	4.8	38.5	42.1	22.2	13.2	1.7	1.4	31.0	42.1
		#4	6.9	26.6	38.4	64.4	21.5	15.4	1.6	2.1	40.7	64.4
		#1	9.2	19.7	40.0	54.4	22.5	14.7	1.8	1.7	38.8	54.4
	55	#1	9.8	17.7	40.3	54.5	22.5	16.8	1.8	3.9	40.3	54.5
		#4	11.4	18.1	39.6	45.0	21.4	12.5	1.8	1.9	54.8	45.0
		#1	17.7	10.9	47.4	41.9	24.7	11.5	2.0	1.9	55.5	41.9
	56	#2	6.0	2.8	30.1	35.3	20.6	11.5	1.1	1.0	59.8	35.3
		#2	6.5	18.9	31.2	70.7	20.9	14.4	1.2	2.5	67.8	70.7
		#2	7.2	14.5	32.9	52.1	21.2	12.9	1.3	2.0	78.5	52.1
		#2	8.6	17.9	36.8	50.5	22.1	14.2	1.6	1.7	90.0	50.5
		#2	8.0	12.7	32.9	58.1	21.4	16.5	1.5	2.4	86.1	58.1
ODB	64	#3	13.7	16.9	45.6	63.0	22.8	17.6	1.8	2.0	78.3	63.0
		#2	6.5	10.1	31.3	49.6	20.9	10.8	1.2	2.4	68.3	49.6
		#2	6.8	6.5	31.9	59.2	21.0	15.5	1.2	2.1	72.3	59.2
		#2	7.1	7.7	32.5	51.0	21.1	11.9	1.3	1.1	76.4	51.0
		#2	8.6	7.2	36.5	66.4	22.0	2.4	1.6	2.0	89.8	66.4
OBL	48	#4	6.2	3.2	36.3	40.6	21.3	10.6	1.3	1.4	26.2	40.6
POL	40	#1	5.1	10.1	34.7	36.0	21.4	17.5	1.3	1.5	15.9	36.0
UND	32	#5	2.7	1.0	21.3	21.0	19.0	14.1	0.4	1.2	4.9	21.0

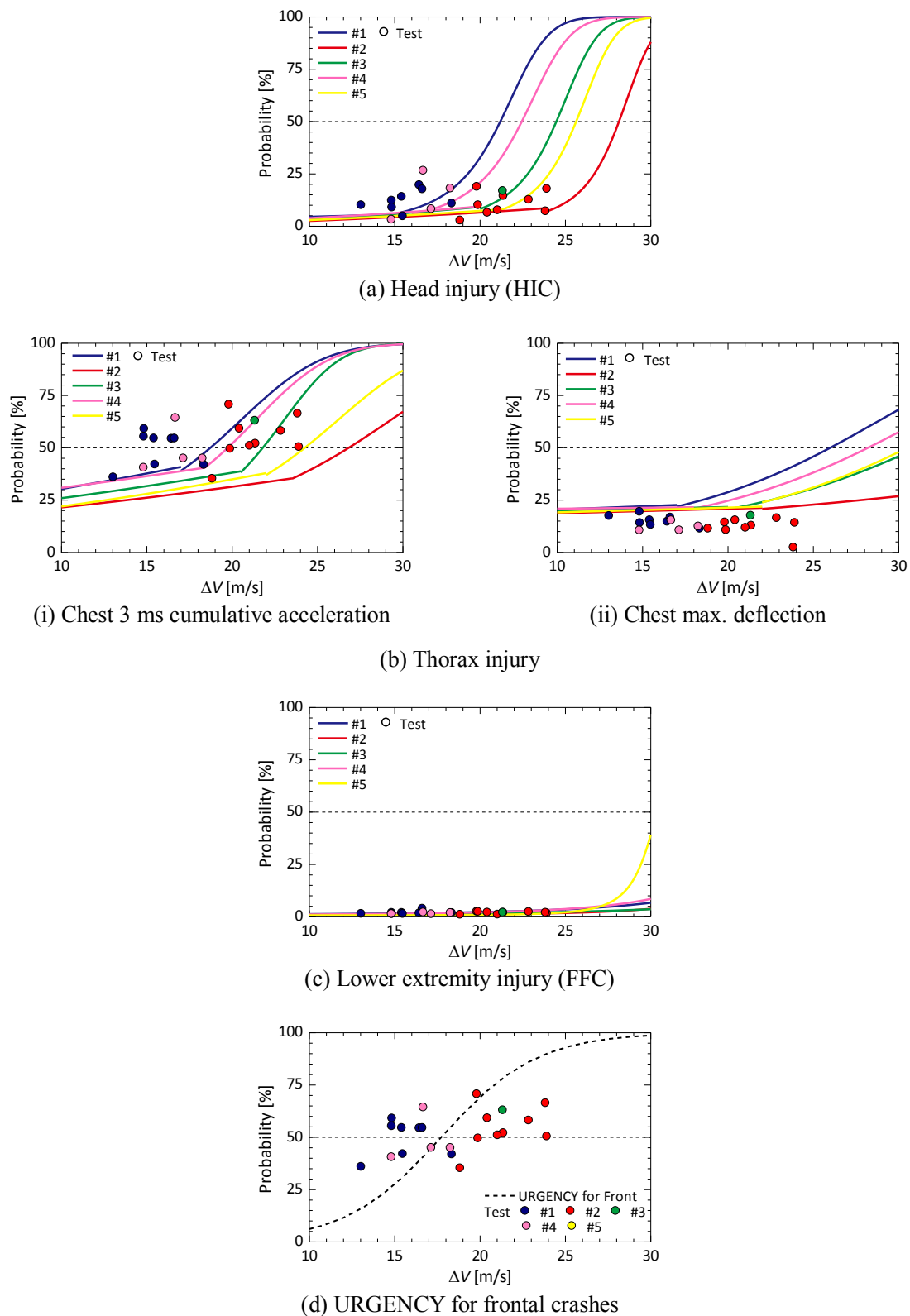


Fig. 5.17 Relations between probability of AIS 3+ and ΔV in the tests, the injury prediction curves, and URGENCY for frontal crashes

5.5 車両衝突加速度に基づいた乗員傷害の予測

事故発生時の衝突加速度から、衝突形態およびデルタ V の衝突加速度情報を取り出し、衝突形態別の傷害予測式にデルタ V を入力することによって、乗員傷害を瞬時に予測することができる (Fig. 5.18). 本節では、前面衝突事故について衝突加速度に基づいた乗員傷害予測結果と、実際の傷害状況と比較し、本研究の乗員傷害予測式の予測精度について述べる。

前面衝突の7つの衝突形態に応じた傷害予測式を用いて、実際の世界で発生した事故事例の傷害を予測する。本研究の乗員傷害予測式は、これまで述べてきたように、車両有限要素モデルの車両および平均的成人男性を対象を限定している。したがって、傷害予測の対象事例は、平均的成人男性が運転乗員する車両有限要素モデルの車両の前面衝突事故でなければならない。また、傷害予測結果と実際の傷害を比較するために、運転乗員の負った傷害の詳細が記録されていなければならない。さらに、衝突形態を判別し、傷害予測式の唯一の変数である ΔV を得るために、車両衝突加速度が計測されている必要もある。この3つの条件を満たす事故は、幸か不幸か、発生していない。そこで、本研究では、車両有限要素モデルの車両の関わる1件の前面衝突事故については実験施設にて衝突を再現して衝突加速度を取得し、実事故データベースの事例については車両有限要素モデルの車両と類似する車両を選定することとした。そして、それぞれの事例について本研究の乗員傷害予測式による予測結果と実際の傷害発生状況を比較した。さらに、既存の乗員傷害予測式である URGENCY Algorithm を用いた予測結果と比較し、本研究の衝突形態を考慮している点、傷害部位を区別している点の効果を観察した。

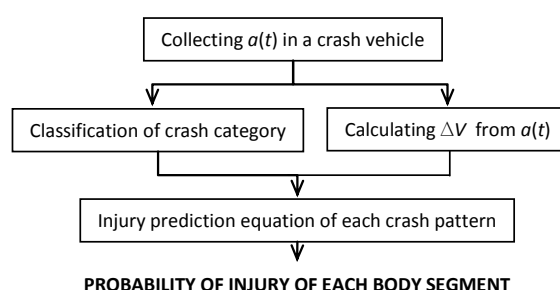


Fig. 5.18 Flow of predicting occupant injury based on crash pulse from EDR

5.5.1 事故例の選定と概要

車両有限要素モデルの車両の前面衝突事故

車両有限要素モデルの車両と同種の車両が緩い左カーブ地点においてセンターラインを超え、対向してきた車両に正面衝突した事故例を選定した。この事故は両車両の前面がフルラップする衝突であるために、衝突加速度を計測するための事故再現実験が比較的容易に実施可能である。事故の概要をTable 5.4に示す。運転乗員以外の条件は、傷害解析モデルと一致する。

この事故例は第3.4.2節および第4.4.2節において、衝突形態判別、客室変形推定した前面衝突事故と同一である。各節で示したように、この事故の再現実験において、事故車両の車体損傷が再現された。また、計測された衝突加速度に基づいて衝突形態#1と判別され、実験車両の車体損傷 (CDC コード) は#1のテンプレートと一致した。つまり、この事故再現実験で得ら

れた衝突加速度は、衝突形態#1の傷害解析における力学的負荷の一つである衝突加速度と類似している。したがって、衝突形態#1の乗員傷害予測式に、計測された衝突加速度より算出された ΔV 12.2 m/s を代入することにより、この事故事例の傷害を予測することができる。

Table 5.4 Summary of the frontal accident where a BASE vehicle involved

(a) driver and restraint system					
driver	age [year]	height [m]	weight [kg]	seatbelt	airbag
female	58	1.47	45	fasten	deployed

(b) injury			
body segment	injury	AIS	offending component
head	-	0	-
lung	damage	3	seatbelt
chest	bruise	1	seatbelt
right knee	contusion	1	instrumental panel

米国事故データベースの前面衝突事故

米国の実事故データベース（NASS-CDS）は、事例（デルタ V、車両損傷など）、車両（寸法、重量など）、乗員（年齢、AIS など）の詳細な情報が、数万件の事故事例について記録されている⁽²⁷⁾。NASS-CDS は一般に公開されており、web ページ⁽²⁸⁾にて事例の検索、情報のダウンロードが可能である。ここより、本研究の傷害予測式の対象となる事例を選定した。

データベース中には、60～70 社の 700～800 車種が登録されているが、車両有限要素モデルの車両は米国の市場には流通していないので、車両有限要素モデルの車両の関与する事例はデータベース中に存在しない。ここで、車両質量と車体剛性の間には、正の相関関係があることが報告されている⁽²⁹⁾。また、剛体壁フルラップ前面衝突（55 km/h）187 例（JNCAP, 2000～2009 年）を調べたところ、同等のデルタ V において車両重量と衝突加速度の間に相関が見られた。Fig. 5.19に示すように、各デルタ V（60～66 km/h の 1 km/h 刻み）において車両重量が増加すると衝突加速度の持続時間 T （車両に減速度が働き続ける時間）が増加した（各線形近似の相関係数は平均 0.43、標準偏差 0.15）。したがって、重量の類似する車両の衝突では、概ね同等の衝突加速度が生じると考えられる。なお、最大減速度時刻および各ダメージ傷害値との間に、車両重量との相関はみられなかった。これは、各車両の衝撃吸収特性に合わせて、乗員拘束装置の作動状況（TTF やプリテンションの張力など）が最適に調整されているため、最終的な乗員傷害値には車両間の差異が現れないことに起因すると考えられる。また、衝突加速度そのものの類似性については、少なくともある衝突形態（例えば NCAP 試験）において調べることができる。NHTSA は 90 社、800 車種の衝突試験結果を web 上にて公開している⁽³⁰⁾。これらを車両有限要素モデルの車両の当該衝突形態における衝突試験結果と比較することにより、衝突加速度そのものの類似性を調べることができる。

以上より、①衝突条件、②乗員条件、③車両条件を選定条件と定めることとした。後述するように、条件①～③により 9 ケースの事故事例における 25 個の傷害を収集した。ここで、ケースとは事故車両 1 つについて 1 ケースと数える。つまり、ある事故で双方の車両が条件をそ

それぞれ満たせば、2 ケースが収集される。各ケースの運転乗員は複数箇所を受傷することもあり、傷害はこれを別々に数える。なお、事例検索ページ⁽²⁸⁾では、事故情報のダウンロードには iMacros[†]を用い、所望の情報（例えば AIS）の抽出には Matlab（R2009a）を用いた。

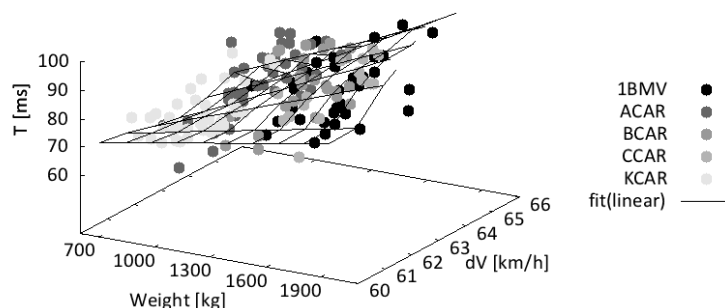


Fig. 5.19 Correlations between duration time of $a(t)$ and vehicle weight within same ΔV in FFB crashes

①衝突条件

車体損傷（CDC）が、本研究の衝突シミュレーションにて対象としている前面衝突に相当するものを選んだ。これには、単独および相互衝突が含まれる。また、一連の事故中に複数回衝突したケースは除いた。これにより、148 ケースを選定した。さらに、デルタ V の推定値が記され、10 m/s 以上とすると、31 ケースに絞られた。

①乗員条件

体格（身長・体重）の範囲を、傷害解析モデルの乗員モデルは 78.3 kg, 1.75 m であるので、その上下 5 %（74.4～82.2 kg, 1.66～1.84 m）の男性とした。年齢は、成人と考えられる 30 歳から交通外傷の生存率が低下する 55 歳⁽³¹⁾未満とした。以上により、17 ケースに絞られた。

③車両質量条件

乗員保護装置は、3 点式シートベルト着用、エアバッグ展開とした。車両年式は、本研究の車両が 2000 年代初頭に開発されていることから、2000 年以降とした。車両重量の上限を 1.7 倍の 1591.0 kg とした。以上を満たす実事故は、9 ケースに絞られた。この 9 ケース 9 車種について、その衝突加速度を計 18 個（FFB 39.8～57.3 km/h）取得した。事故車両の重量は上述の条件を満たしているが、試験車両の重量はそれぞれ事故と同一の車両でも 1443.0～1998.0 kg とより大きい。各々の試験において衝突加速度は様々な複数の位置の絶対座標系にて計測されている。FFB 衝突の場合、車両の回転は比較的少ないので、車両の局所座標系にて計測された車両有限要素モデルの車両の衝突試験（FFB 55 km/h）における衝突加速度と直接に比較できると考えられる。試験における右サイドシルに近い位置の衝突加速度と、車両有限要素モデルの車両の右サイドシル位置の衝突加速度を比較した（Fig. 5.20）。各図の加速度は、それぞれの ΔV に対する比として示している。全ての車両について、衝突加速度の加速度の大きさはより小さく、持続時間はより長くなる傾向が見られた。衝突加速度が類似したのは、I 車、D 車である。これらの試験車両重量は、それぞれ 1443, 1594 kg と車両有限要素モデルの車両の 1.7 倍の範囲

[†] Web ブラウザ上の作業を自動化するマクロ記録・編集・実行アプリケーション（Firefox Add-on）。無料。

にほぼ含まれている．従って，車両重量の条件を満たす事故車両の衝突加速度は，車両有限要素モデルの車両に類似すると考えられる．なお，衝突加速度がより短い時間の大きい水準で生じる場合には，車両前部および客室の剛性がより高いと考えられる．さらに，衝突エネルギー（ ΔV ）水準が大きくなると，乗員傷害はより重傷化すると考えられる．TTFを早めるには限界があり（Fig. 5.11），エアバッグは展開終了前に頭部と接触することになり，頭部や胸部へ働く衝撃が十分に吸収されないためである．

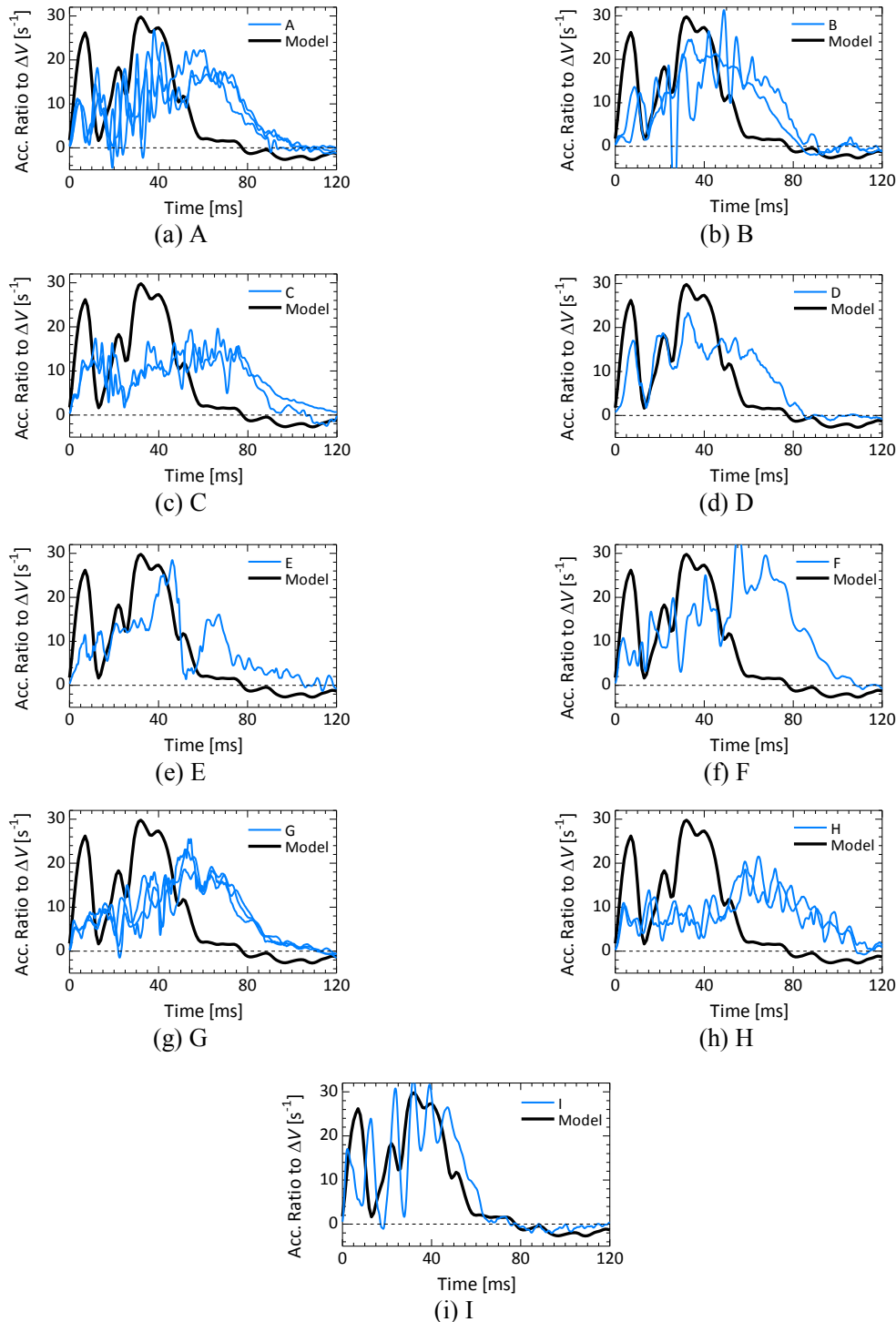


Fig. 5.20 Comparison of vehicle acceleration between BASE and vehicles in the accidents

条件①～③を満たす9ケースのうち、2ケースは全身無傷または頭部・胸部・下肢無傷であった。7ケース中に25個の傷害が発生している（Table 5.5）。AIS 1の傷害が大半で、AIS 2は胸部に2個、AIS 3は頭部と下肢にそれぞれ1個であった。また、頭部、胸部については各傷害は ΔV の関係はFig. 5.21に示すように、正の相関がみられた。なお、AIS Codeにて記録されている傷害の詳細な内容は観察していない。

なお、NASS-CDSは米国で起きた事故から成るデータベースであるため、車両はほとんどの場合左ハンドル車であり、本研究の車両モデルとは運転席側が反対である。したがって、斜め衝突など車両に回転が生ずる場合には、右サイドシル位置に生じた衝突加速度は、必ずしも乗員への加速度衝撃に相当しない可能性があることに注意しなければならない。

Table 5.5 Numbers of injuries in the selected cases by confidence levels: certain, possible and probable

AIS	Head	Face	Thorax	Low-Ext.
1	0, 0, 0	9, 0, 1	2, 0, 1	3, 0, 4
2	0, 0, 0	0, 0, 0	1, 0, 1	1, 0, 0
3	0, 1, 0	0, 0, 0	0, 0, 0	1, 0, 0
Total	0, 1, 0	9, 0, 1	3, 0, 2	5, 0, 4

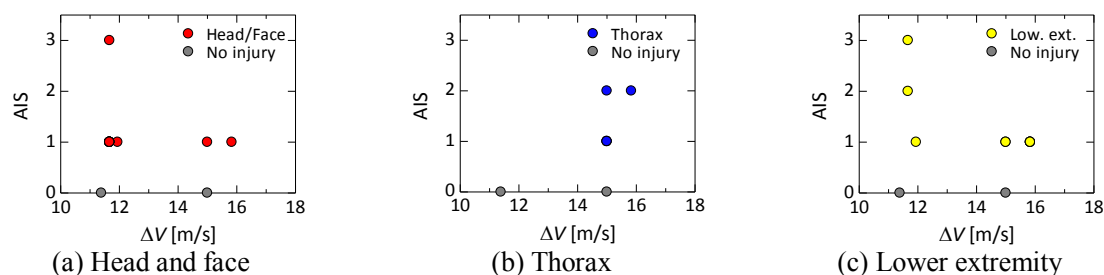


Fig. 5.21 Injuries in selected accidents

5.5.2 傷害予測結果および既存の傷害予測技術との比較

車両有限要素モデルの車両の前面衝突事故

運転乗員が胸部に重傷（AIS 3+）を負った車両有限要素モデルの車両の前面衝突事故について、再現実験において計測された衝突加速度に基づいて乗員傷害を予測した。衝突加速度に基づいて衝突形態#1と判別され、 ΔV 20 m/s を#1の傷害予測式に代入すると、頭部、胸部（加速度基準およびたわみ基準）、下肢傷害のAIS 3+発生確率は、それぞれ2.03%、33.5%および21.2%、1.26%であった。また、前突中の衝突形態および傷害部位を区別しないURGENCY Algorithmを用いると、MAIS 3+発生確率は12.3%であった。#1およびURGENCY AlgorithmのAIS 3+発生確率- ΔV の関係と、この事故例との比較をFig. 5.22に示す。事故において、頭部、胸部、下肢のAIS 3+発生確率は、AIS（Table 5.4）に応じてそれぞれ0%、100%、0%として示している。頭部および下肢は、AIS 3+の発生確率が数パーセントと算出されたので、実際の傷害が正しく予測された。一方、胸部は、発生確率はより高く算出された加速度基準の傷害予測式を用いた場合においても50%を超えず、正しく予測されたとは考えられない。また、MAISを予測

する URGENCY による予測発生確率は、さらに低い水準として算出され、同様に正しく予測されなかった。

胸部の予測 AIS 3+発生確率 (21.2~33.5%) と実際の受傷状況 (100%) に差が生じた要因は、乗員傷害予測式の対象乗員が事故乗員と異なることにありと考える。事故乗員は、女性であり、傷害解析の乗員ダミーモデルより体格が小さく (身長 84.0%, 体重 57.5%), また傷害リスクの上昇する 55 歳以上の高齢である。事故データベースの統計分析において⁽³²⁾, 年齢が増加するほど胸部傷害は重傷化し、女性のほうが各部位の傷害は重傷化することが報告されている。また、体格が小さいほど、衝突エネルギーの対体積が大きく成り、重傷化すると考えられる。したがって、本研究の傷害予測式がこの事故の胸部傷害を過小評価したことは、妥当であると考えられる。なお、本研究の傷害予測式に年齢や性別などの乗員特性を考慮させる方法として、乗員特性に応じた傷害リスクカーブを用いる方法や、事故データベースの統計分析より各特性の影響度を算出して傷害予測式の変数に加える方法⁽³²⁾が考えられる。傷害解析の乗員モデルに各特性を反映させることは、第 1.2 節で述べたように、特性の特定が困難であることやモデルの複雑化を招くことから、適当ではないと考えられる。

URGENCY は、女性や高齢者などを含む事故データベースに基づいて導出されているが、本研究の傷害予測式より胸部傷害を低く評価した。この結果は、傷害予測において本研究のように予測対象を限定し、衝突形態を区別する必要性を示唆している。様々な事故条件 (衝突, 乗員, 保護装置) を含む事故データベースを分析すると、より影響度の有意なデルタ V やシートベルト着用有無などを変数とする傷害予測式が導かれる。この事故では、衝突形態 #1 と判別されたように、衝突直後に比較的大きい加速度が短時間に生じている。しかし、前突の衝突形態を考慮しない URGENCY は、デルタ V が比較的小さいことにみよって傷害を過小評価した。つまり、傷害を正確に予測するには、力学的負荷の総計 (デルタ V) だけでなく、それが時間変化とともにどのように働いたか (衝突形態) を考慮する必要があると考えられる。

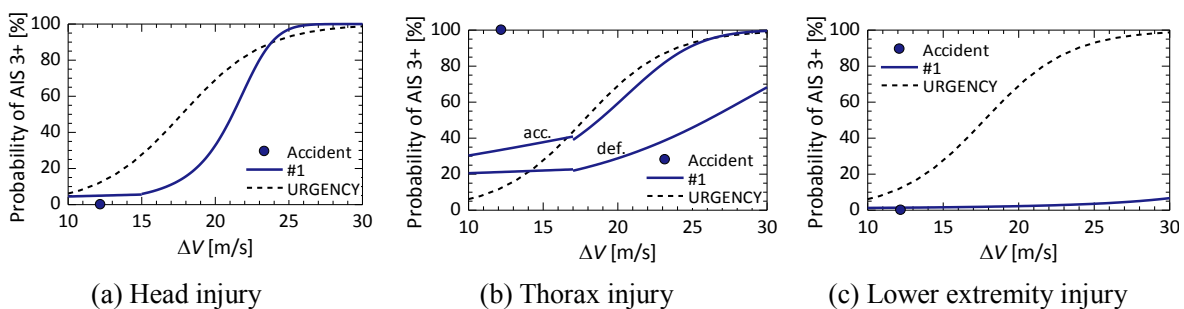


Fig. 5.22 Probability of AIS 3+ vs. ΔV of #1 and URGENCY of frontal crashes, and the real world accident of BASE vehicle classified as #1

米国事故データベースの前面衝突事故

車両有限要素モデルの車両に類似する車両の関与した 9 ケースの前面衝突事故について、CDC コードおよび推定 ΔV に基づいて乗員傷害を予測した。Table 5.6に 9 ケースの概要を示す。各ケースの ID は NASS CDS データベースにおける識別番号である。頭部、胸部、下肢に傷害の発生しなかった 2 ケースを除く 7 ケースにおいて、2~8 個の傷害 (AIS 1~3) が発生している。CDC コードを 7 つの衝突形態のテンプレート CDC コードと比較した結果、この 9 つのケースは衝突形態#1, 3, 4 のいずれかと判別された。各衝突形態の傷害予測式に ΔV を代入し、頭部 AIS 3+, 胸部および下肢 AIS 2+および 3+の発生確率を算出した。#1, 3, 4 および URGENCY Algorithm の AIS 2+または 3+発生確率とデルタ V の関係と、事故例との比較をFig. 5.23に示す。事故における各部位の AIS 2+または 3+発生確率は、AIS (Table 5.6) に応じて 0%または 100%として示している。AIS 2 の傷害は AIS 2+発生確率は 100%, AIS 3+発生確率は 0%となる。頭部および下肢について、事故の ΔV の範囲 (10.0~15.8 m/s) では、頭部および下肢の傷害発生確率は数パーセントである。これより、1 ケース (777012997) の 2 個の AIS 3 および 1 個の AIS 2 を除く、8 ケース 17 個の AIS 1 および 2 ケースの無傷が正しく予測された。胸部について、まず AIS 2+の発生確率は 60~80%と算出され、2 ケース (195007388, 768012663) の 2 個の AIS 2 は正しく予測されたが、2 ケース 3 個の AIS 1, 6 ケースの無傷は正しく予測されなかった。AIS 3+の発生確率は 20~40%と算出され、全てのケースについて正しく予測された。

1 ケースの頭部および下肢 AIS 3 を正しく予測できなかったが、乗員条件および ΔV も同程度の他のケースは無傷であることから、このケースは特殊な事故であったことが予想される。2 ケースの胸部 AIS 2 を正しく予測できたことから、胸部傷害について本研究の傷害予測式は概ね高い精度を持つ可能性が示された。高いデルタ V において車両有限要素モデルの車両ではより重傷が発生する、つまり、傷害予測式が各ケースを過大評価する可能性が示されていたが (Fig. 5.20)、これら事故の ΔV の範囲では過大評価は現れず、正しく予測された。

Table 5.6 Summary of the selected cases from NASS CDS

[illegible]

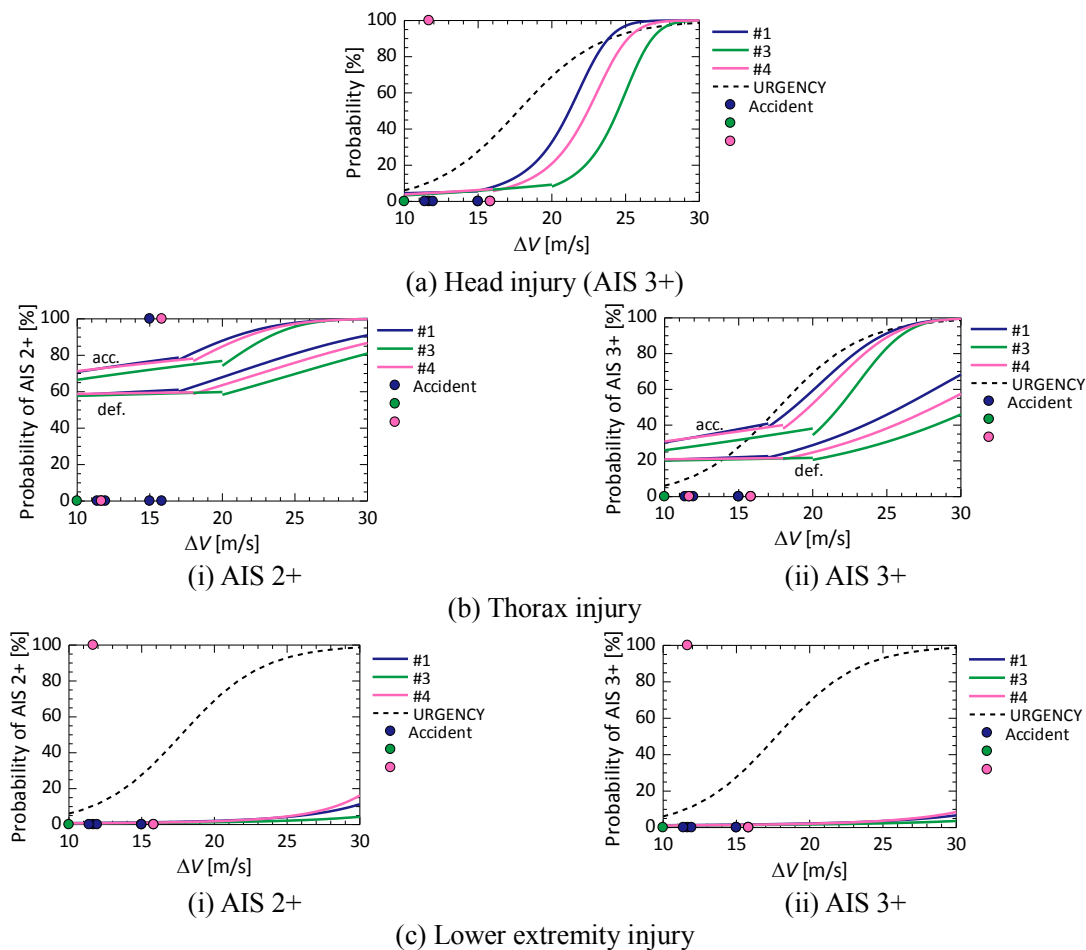


Fig. 5.23 Probability of AIS 3+ vs. ΔV for #1, 2, 3, and URGENCY of frontal crashes, and the selected real world accidents from NASS CDS

以上の結果より、車両有限要素モデルの車両および車両有限要素モデルの車両に類似する車両の関与する計 10 ケースの前面衝突について、軽傷を正しく予測したが、重傷を正しく予測すること（検出）ができなかった。この 10 ケースの ΔV の範囲が 10~16 m/s と中程度衝突に限定され、各部位の AIS 3 の重傷がそれぞれ 1 個であるため、本結果によって本研究の傷害予測式に予測精度の高低を評価することは難しい。より大きなデルタ V の事故例を多く集める必要がある。本研究では 1 ケースの前面衝突事故について実験により衝突加速度を再現したが、より多くの事故例についても同様の手法をとることは、コストの観点から現実的ではない。NASS CDS の事故例について、その CDC コードから衝突形態を判別することは、衝突加速度が利用できない場合の代替方法として容易に利用できると思われる。勿論、衝突加速度そのものを用いた傷害予測精度の検証が最も望ましいので、EDR の普及、事故時の衝突加速度が研究・開発に利用可能な制度の整備が期待される。

AACN においては、人命尊重の観点から重傷の検出が重要で、予測の誤りでも過小評価より過大評価が容認される。本研究の傷害予測式が重傷を過小評価したことは、傷害解析モデルが傷害を過少評価していることに他ならない。また、傷害解析結果と衝突試験結果の比較においても、特に高速度衝突において傷害を過小評価することが示されている（第 2.4.4 項）。傷害解

析モデルの結果に、衝突エネルギーの変化や衝突形態の違いは定性的には現れている。今後は、定量的な観点においても、これらの変化や差異を反映するように改良していく必要がある。

本研究では、傷害発生確率を解とする乗員傷害予測式を導出するために、広く用いられている傷害リスクカーブを利用した。しかし、第 5.2 節で示したように、これらの傷害リスクカーブはその妥当性に疑問符が付けられている。予測傷害発生確率の妥当性には、前述の傷害解析モデルに加えて、傷害リスクカーブの妥当性が含まれている。したがって、予測精度の高い傷害予測式を構築するには、妥当性の高い傷害リスクカーブを利用する必要がある。既存の傷害リスクカーブは、多くの生体実験に基づいて構築されているが、この手法は倫理的、経済的に実施が困難である。また、生体実験では、試験体に生じる物理量の測定が限定的であるという問題もある。そこで、試験体や人体の有限要素モデルなどを用いて既存の実験や事故を再現する解析を実施し、ここでの物理量と傷害状況から新たに傷害リスクカーブを構築することが期待される。

5.6 結 言

本章では、先ず、第 2 章で示した乗員・客室マルチボディモデルから成る傷害解析モデルに、7 つの衝突形態の様々なデルタ V における衝突加速度と客室変形を入力して、車両有限要素モデルの車両が起こしうる前面衝突を網羅した傷害データベースを作成した。次に、傷害データベースの各衝突形態におけるデルタ V と傷害値の関係を求めた。そして、この式の傷害値を傷害リスクカーブによって発生確率へ換算し、デルタ V を変数、重傷発生確率を解とする乗員傷害予測式を導出した。さらに、事故時に記録された衝突加速度から乗員傷害を予測する手法として、第 3 章で定めた方法に従い衝突形態を判別し、その衝突形態別に応じた乗員傷害予測式に、衝突加速度より算出されるデルタ V を代入することにより重傷発生確率を予測する手法を提案した。そして、衝突情報と傷害情報が対応付けられた実際の前面衝突事故を選定し、この乗員傷害予測手法を適用し、その妥当性を論じた。

本章で得られた結論を以下に述べる。

- 衝突形態に応じて、頭部・胸部・下肢の傷害が変化することが分かった。頭部、胸部への主な力学的負荷は衝突加速度であるために、衝突加速度の特徴に応じて、物理量（加速度およびたわみ量）の時刻歴に定性的および定量的な差異が現れた。一方、大腿軸方向荷重は、腰部の運動および下腿と客室との接触の影響を受けるので、衝突加速度および客室変形双方の特徴と対応した。
- 衝突形態に応じて、頭部、胸部の重傷発生確率とデルタ V の関係は異なることが分かった。最も衝突形態の差異が顕著であった頭部については、重傷発生確率 50%に達するデルタ V には 7~8 m/s（約 26~29 km/h）の開きがあった。一方、下肢傷害では、デルタ V が 25 m/s（90 km/h）に達しても全ての衝突形態において重傷発生確率は 10%未満であった。
- 衝突試験 24 ケースにより傷害予測式の妥当性検証を行った結果、予測式の 2 つの因子の

うち、衝突形態については妥当性が高く、デルタ V については頭部、下肢傷害に対して妥当性が高いことが分かった。そして、衝突形態を考慮することによる予測精度向上の可能性が実車衝突において検証された。このことから、傷害を正確に予測するには、力学的負荷の総計(デルタ V)だけでなく、それが時間変化とともにどのように働いたか(衝突形態)を考慮する必要があることが分かった。

- 車両質量が同程度であれば衝突加速度が類似することに基づいて、乗員傷害予測式を適用する前面衝突事故を選定した。また、衝突条件が同じ衝突試験において計測された衝突加速度を比較し、車両有限要素モデルの車両との差異を把握することができた。
- 車両有限要素モデルの車両の前面衝突事故について、再現実験において計測された衝突加速度に基づいた予測重傷発生確率と実際の傷害を比較した。頭部および下肢の無傷または軽傷は正しく予測されたが、胸部の重傷は正しく予測（検出）されなかった。この要因として、この乗員傷害予測式が成人男性を対象としているのに対し、事故乗員がより傷害リスクの高い高齢女性であったことが考えられる。
- 車両有限要素モデルの車両と衝突加速度特性の類似する車両の前面衝突事故について、衝突形態ごとに車体損傷と衝突加速度の間に相関があることに基づいて衝突形態を判別し重傷発生確率を算出した場合では、軽傷は正しく予測され、胸部の重傷は正しく検出された。

以上より、本章の結論をまとめると、衝突形態に応じて傷害とデルタ V の相関関係は顕著に異なることが分かった。また、事故時の衝突加速度から乗員への力学的負荷の特徴として衝突形態とデルタ V を抽出し、これらを因子とする乗員傷害予測式を導出し、軽傷に対する精度を検証した。

参考文献

- (1) Schmitt, K.U., Neiderer, P., Muser, M., Walz, F., Trauma Biomechanics, Accidental Injury in Traffic and Sports, 3rd edition, Springer, 2009.
- (2) Final Economic Assessment, FMVSS No. 201, Upper Interior Head Protection, NHTSA, 1995.
- (3) McElhaney, L., Roberts, V., Hilyard, J., Handbook of Human Tolerance, the Japan Automobile Research Institute, p.243, 1971.
- (4) Lissner, H., Lebow, M., Evans, F., Experimental Studies on the Relation between Acceleration and Intracranial Pressure Changes in Man, Surgery, Gynecology and Obstetrics, Vol.111, pp.329-338, 1960.
- (5) Versace, J., A Review of the Severity Index, SAE Technical Paper 710881, 1971.
- (6) Hutchinson, J., Kaiser, M.J., Lankarani, H.M., The Head Injury Criterion (HIC) Functional, Applied Mathematics and Computation, Vol.96, pp.1-16, 1998.
- (7) Got, C., Patel, A., Fayon, A., Tarriere, C., Walfisch, G., Results of Experimental Head Impacts on

- Cadavers: The Various Data Obtained and Their Relations to Some Measured Physical Parameters, SAE Technical Paper, 1978-02-01, 1978.
- (8) Tarriere, C., Acceleration, Jerk and Neck Flexion Angle: Their Respective Influences on the Occurrence of Brain Injury, ISO/TC 22/SC12/GT-6 (USA-13) DOC. No.118, 1982.
- (9) Hodgson, V.R., Thomas, L.M., Breaking Strength of The Human Skull Versus Impact Surface Curvature, Wayne State University, DOT-HS-146-2-230, 1977.
- (10) Hodgson, V.R., Thomas, L.M., Brinn, J., Concussion Levels Determined by HPR Windshield Impacts, SAE Technical Paper, 1973-02-01, 1973.
- (11) Nahum, A.M., Smith, R.W., An Experimental Model for Closed Head Impact Injury, SAE Technical Paper, 1976-02-01, 1976.
- (12) Nahum, A.M., Smith, R., Ward, C.C., Intracranial Pressure Dynamics During Head Impact, SAE Technical Paper, 1977-02-01, 1977.
- (13) Prasad, P., Mertz, H.J., The Position of the United States Delegation to the ISO Working Group 6 on the Use of HIC in the Automotive Environment, SAE Technical Paper, 851246, 1985.
- (14) Mertz, H.J., Weber, D.A., Interpretations of the Impact Responses of a 3-Year-old Child Dummy Relative to Child Injury Potential, Proceedings of the 9th International Technical Conference of Experimental Safety Vehicles (ESV), U. S. DOT, NHTSA, 1982.
- (15) Hertz, E., A Note on the Head Injury Criteria (HIC) as a Predictor of the Risk of Skull Fracture, 37th Annual Proceedings of the Association for the Advancement of Automotive Medicine (AAAM), pp.303-312, 1993.
- (16) Lowne, R., Estimation of Human Tolerance Distribution, ISO/TC 22/SC 12/WG-6/N173, 1984.
- (17) Ran, A., Koch, M., Mellander, H., Fitting Injury Versus Exposure Data into Risk Functions, Proceedings of 1984 International IRCOBI Conference of The Biomechanics of Impacts, pp.301-312, 1984.
- (18) Evaluation Program Plan (2004-2007): Head injury protection (FMVSS 201 upgrade), NHTSA, <http://www.nhtsa.gov/cars/rules/regrev/evaluate/EP2004/EP200410.html>, accessed on 2012/May/24
- (19) Kroell, C.K., Scheider, D.C., Nahum, A.M., Impact Tolerance and Response to the Human Thorax, SAE Technical Paper 710851, 1971.
- (20) Morgan, R., Eppinger, R., Haffner, M., Yoganandan, N., Pintar, F., Sances, A., Crandall, J.R., Pilkey, W.D., Klopp, G.S., Kallieris, D., Miltner, E., Mattem, R., Kuppa, S.M., Sharpless, C.L., Thoracic Trauma Assessment Formulations for Restrained Drivers in Simulated Frontal Impacts, Proceedings of the 38th Stapp Car Crash Conference, SAE Technical Paper, 942206, 1994.
- (21) Eppinger, R., Sun, E., Bandak, F., Haffner, M., Khaewpong, N., Maltese, M., Kuppa, S., Nguyen, T., Takhounts, E., Tannous, R., Zhang, A., Saul, R., Development of Improved Injury Criteria for the Assessment of Advanced Automotive Restraint Systems, NHTSA, 1999.
- (22) たとえば, Yoganandan, N., Skrade, D., Pintar, F., Reinartz, J., Sances, A., Thoracic Deformation Contours in a Frontal Impact, SAE Technical Paper, 912891, 1991.
- (23) Regulation No. 94, Uniform Provisions Concerning the Approval of Vehicles with Regard to the

Protection of the Occupants in the Event of a Frontal Collision, United Nations, <http://www.unece.org/trans/main/wp29/wp29regs/r094r1e.pdf>, 2007.

- (24) Kuppaa, S., Wang, J., Haffner, M., Eppinger, R., Lower Extremity Injuries and Associated Injury Criteria, SAE Technical Paper, 2001-06-0160, 2001.
- (25) Morgan, R.M., Nichols, H., Marcus, J.H., Eppinger, R.H., Human Cadaver and Hybrid III Responses to Axial Impacts of the Femur, Proceedings of the 1990 International IRCOBI Conference on the Biomechanics of Impacts, pp.21-31, 1990.
- (26) Digges. KH, Keynote Presentation for HEM-Net Workshop, Tokyo, Japan, August 3, 2011. available from (<http://www.autosafetyresearch.org/pubhome%20URGENCY%20Algorithm.html>).
- (27) NASS Brochure, National Highway Traffic Safety Administration, United States Department of Transportation, <http://www.nhtsa.gov/DOT/NHTSA/NCSA/Content/PDF/NASSbrochure.pdf>, 2008, accsed on 2012/June/5.
- (28) CDS XML Case Viewer 3.0, <http://www-nass.nhtsa.dot.gov/nass/cds/SearchForm.aspx>.
- (29) 水野幸治, 自動車の衝突安全, 名古屋大学出版会, pp.97-99, 2012.
- (30) NHTSA Vehicle Crash Test Database, <http://www.nhtsa.gov/Research/Databases+and+Software>.
- (31) 富永茂, 西本哲也, 阪本雄一郎, 益子邦洋, 日本外傷データバンク解析による交通外傷における日本人版予測生存率モデル, 自動車技術会春季学術講演会前刷集, No.78-10, pp.1-6, 2010.
- (32) 片桐麻衣佳, 薄衣佑太郎, ジョナス アディティヤ プラムディタ, 宮崎祐介, 宇治橋貞幸, 人体モデルを用いた前面衝突事故シミュレーションによる乗員の傷害予測—年齢と性別の考慮—, 自動車技術会春季学術講演会, No.78-11, pp.15-18, 2011.

第 6 章

結 論

6.1 本研究で得られた成果

本研究は、「事故時の車両衝突加速度に基づく乗員傷害予測」と題して、重傷発生割合の高い前面衝突に着目して、車載センサの記録する衝突加速度から衝突形態を判別し、衝突形態別の式を用いて乗員傷害を予測する手法の構築を試み、次の 3 点を目的として掲げた。

- (1) 車両有限要素モデルを用いて、様々な前面衝突を網羅する衝突データベースを作成し、これを衝突加速度の特徴に基づいて衝突形態に分類するとともに、衝突加速度からその事故の衝突形態を判別する手法を構築する。
- (2) 衝突データベース中の客室変形について、衝突加速度との相関を分析し、各衝突形態の客室変形の特徴を明らかにする。
- (3) 乗員マルチボディモデルを用いて、各衝突形態の衝突加速度波形および客室変形波形が傷害へ及ぼす影響を反映した傷害データベースを作成し、衝突形態に応じた衝突加速度および客室変形が傷害へ及ぼす影響を明らかにするとともに、衝突加速度のみに基づいて乗員の重傷程度を予測する手法を構築する。

上記 3 点の目的を達成するために行った本研究の成果を、第 2 章から第 5 章にわたって記述した。各章において取り扱った問題と得られた成果の要点を示すと、次のようになる。

第 2 章「前面衝突事故の衝突解析モデルおよび傷害解析モデルの概要および妥当性検証」では、本研究で用いる 2 種類の解析モデルについて、その概要、解析結果の処理方法を示し、実車と乗員ダミーを用いた衝突試験との比較に基づいた本モデルの妥当性を論じた。車両有限要素モデルから成る衝突解析モデルからは、様々な前面衝突における事故時の衝突加速度および客室変形を取得する。乗員・客室マルチボディモデルから成る傷害解析モデルからは、衝突加速度および客室変形を入力として乗員の生体力学的応答を取得する。衝突試験結果との比較により、本研究で用いる前面衝突事故の解析モデルは、様々な衝突形態において生じる衝突加速度および乗員傷害の差異を表現する妥当性を有していることが分かった。

第 3 章「車両衝突加速度に基づいた衝突形態の分類および判別」は、目的 (1) に対応する部分であり、ここではまず、第 2 章で妥当性を確認した衝突解析モデルについて、衝突速度や衝突位置などを様々に設定するパラメータスタディを行い、この車両が起こしうる前面衝突を網羅した衝突データベースを作成した。次に、データベース中の衝突加速度の時刻歴に

ついて階層的クラスター分析を行い、乗員へ働く衝突加速度の観点に立てば、前面衝突は 7 種類に分類できることを明らかにした。この 7 つの衝突形態は、それぞれ次の衝突を代表している：正面衝突から衝突部分の徐々に減少する 4 種類の衝突と、運転席側の狭い範囲に衝突する 2 種類の衝突、大型トラックの後部に追突する衝突。また、衝突データベースにおいてデルタ V（衝突前後の車両速度差、衝突の激しさの程度）が増大しても衝突加速度の定性的な傾向は変わらないという結果を反映して、解析結果の衝突加速度をデルタ V で正規化し、衝突形態ごとに平均することにより、各衝突形態の代表的な衝突加速度波形を求めた。これによって、各衝突形態のデルタ V は衝突加速度波形の特徴を表していることとなった。さらに、解析結果の車体損傷は衝突形態ごとに異なる特徴を持ったことから、衝突加速度と車体損傷の間に相関があることが分かった。このことは、事故時の記録として一般的である車体損傷から、計測されなかった衝突加速度を推定できることを示している。続いて、事故時に記録された衝突加速度を各衝突形態の代表的な衝突加速度波形と比較することにより、その事故がいずれの衝突形態に該当するかを判別する手法を提案した。車両相互の前面衝突事例について、衝突加速度と車体損傷の相関が 7 つの衝突形態のいずれかと一致した。つまり、衝突データベースには含まれていない衝突についても、各衝突形態の衝突加速度波形と車体損傷の関係が成り立つことが分かった。したがって、分類した 7 つの衝突形態の衝突加速度波形および衝突形態判別方法について、その妥当性は高いことが示された。ただし、車両相互衝突の中にはその車体損傷がいずれの衝突形態の特徴にも適合しない場合があったことから、本研究で作成した衝突データベースは、必ずしも全ての前面衝突を網羅していないことが分かった。

第 4 章「客室変形と車両衝突加速度の相関の分析」は目的 (2) に対応する部分であり、ここでは第 3 章で作成した衝突データベース中の解析結果について、運転乗員の下肢傷害を引き起こす客室変形としてブレーキペダル変位に着目し、ブレーキペダル変位量と衝突加速度の相関を分析した。第 3 章で分類した衝突形態ごとにブレーキペダル変位量とデルタ V の間に固有の強い線形関係があることが分かった。このことから、衝突加速度の特徴が互いに類似する衝突は客室変形も類似することが分かった。ただし、衝突対象物の性質が異なると、局所的な客室変形は異なる場合があることも分かった。次に、客室変形と衝突加速度の相関に基づいて、各衝突形態の代表的な客室変形波形を求めた。これによって、各衝突形態のデルタ V は衝突加速度波形に加えて客室変形の特徴を表していることとなった。続いて、この相関が衝突データベースに含まれない衝突においても成立するかを検証した。車両相互の前面衝突事例について、解析または実験の客室変形と、相関を利用して推定した結果には定量的な差異が生じた。この要因として、衝突データベース中の単独衝突と衝突対象が異なるために、前述と同様に衝突加速度と客室変形の相関が異なることが考えられる。したがって、分類した 7 つの衝突形態の客室変形波形について、その妥当性は、単独衝突の場合には概ね高いことが示された。

第 5 章「車両衝突加速度および客室変形に基づいた乗員傷害予測」は、最終の目的 (3) に対応する部分であり、ここでは第 2 章で妥当性を検証した乗員・客室マルチボディを用いて、第 3 章および第 4 章で定めた各衝突形態の衝突加速度波形と客室変形波形を入力として傷害

解析を実施し、傷害データベースを作成した。このデータベース中のデルタ V と傷害の間には、衝突形態別に固有の関係があることが分かった。この関係と傷害リスクカーブから、衝突形態別の乗員傷害予測式を導出した。下肢傷害はデルタ V が上昇しても重傷化せず衝突形態の差異が示されなかったが、頭部、胸部傷害には衝突形態の差異が顕著であった。このことから、衝突形態を考慮しない従来の乗員傷害予測式に対して、衝突形態ごとに乗員傷害予測式を用いる必要性を示すことができた。つまり、傷害を正確に予測するには、乗員への力学的負荷の総計（デルタ V）だけでなく、それが時間変化とともにどのように働いたか（衝突形態）を考慮する必要があることを明らかにした。次に、事故時に記録された衝突加速度から乗員傷害を予測する手法として、第 3 章で定めた方法に従い衝突形態を判別し、その衝突形態別に応じた乗員傷害予測式に、衝突加速度より算出されるデルタ V を代入することにより重傷発生確率を予測する手法を提案した。そして、衝突情報と傷害情報が対応付けられた前面衝突事故を選定し、これらに対し乗員傷害予測手法を適用した。ここでは、乗員傷害予測式を適用できる事故例が乏しいため、衝突加速度が不明な事例について、車体損傷のみから衝突加速度を推定できるという目的（1）の成果の一つに基づいて事故情報を補った。予測重傷発生確率と実際の傷害を比較した結果、軽傷は正しく予測され、胸部重傷も正しく検出された。本研究の傷害予測式の精度の是非を論じるには、今後、より多くの重傷事例に対する精度検証が必要と考えられる。

以上、本研究では、衝突形態の違いを考慮して、事故時の衝突加速度のみから乗員傷害を予測する手法を構築した。従来の傷害予測手法では、前突／側突／追突に応じた傷害予測式を用いることにより、乗員への力学的負荷の総量と方向の 2 つを傷害予測因子とした。しかし、前突には様々な衝突形態があり、これに応じて傷害に違いが生じることが報告されていることから、本研究では衝突形態の考慮が傷害予測精度の向上につながると考えた。従来の傷害予測式は、数万件にも及ぶ実際の事故が含まれるデータベースを統計分析することにより導出されているが、ここには、事故時の衝撃の詳細、つまり衝突加速度や客室変形の情報は含まれていない。本研究では、車両有限要素モデルを用いることにより、様々な前面衝突における衝突加速度および客室変形を解析した。次に、衝突加速度の特徴に基づいて、前面衝突を 7 つの衝突形態に分類し、各衝突形態の代表的な衝突加速度波形および客室変形波形を求めた。これによって、衝突加速度および客室変形の特徴を、力学的負荷の総量と衝突形態の 2 つの変量に集約することができた。続いて、衝突形態別の衝突加速度波形と客室変形波形を乗員・客室マルチボディモデルに負荷して、様々な前面衝突における乗員傷害を解析し、衝突形態に応じて力学的負荷の総量と傷害値の相関が顕著に異なることを明らかにした。したがって、車両特性など多くの因子に依存する衝突加速度および客室変形の情報を、力学的負荷の総量と衝突形態の 2 つに集約し、衝突加速度のみに基づいて乗員傷害を予測する手法を構築した。これにより、事故時の乗員傷害を瞬時に予測可能になると考えられる。

6.2 今後の課題と展望

本研究の成果と限界を踏まえて、事故時の衝突加速度に基づいた乗員傷害予測精度の向上および本予測手法の AACN への実装に向けた、今後の課題と展望について以下に述べる。

(1) 本研究の乗員傷害予測手法の汎用性

本研究では、対象車両の有限要素モデルおよび傷害解析モデルを用いて仮想的なデータベースを作成し、これを分析することにより衝突形態や乗員傷害予測式を導出した。この手法は、側突や追突、また他の車両の乗員傷害予測式の導出へ適用することができる。衝突加速度、客室変形は、車両に応じて異なると考えられるので、本研究で定めた衝突形態について、その分類数、代表的な衝突加速度、車体損傷、客室変形、傷害値、乗員傷害予測式は、全て本研究の車両に固有であるといえる。つまり、他の車両の前面衝突において、本研究の乗員傷害予測式を用いることはできない。また、衝突の種類が変われば、乗員傷害を引き起こす力学的負荷の種類や働く方向は当然変わる。しかし、これらの場合でも、解析モデルを用いてあらかじめデータベースを作成すれば、乗員傷害予測式を導出することが可能である。近年、車両開発において解析モデルは必須の道具である。その利用を開発過程で終わらせずに、二次利用できることを示したのも本研究の一つの成果であると考えている。

(2) 解析モデルの改良点

本研究では、第 3, 4, 5 章においてそれぞれ衝突形態判別、客室変形推定、乗員傷害予測手法を提案した。いずれでも挙げられた課題は解析モデル由来であった。まず、妥当性の向上が必要である。本研究の衝突解析モデルの妥当性は、定性的には高いが定量的には低い。衝突加速度や車体損傷といった比較的巨視的な量を扱うには現状の妥当性で十分であったが、客室変形のように局所的な量を扱うとなると定量的な妥当性の確保が必要と考えられる。傷害解析モデルは、傷害値という最も巨視的な量についてその妥当性が定性的に確保されているという、いわば最低限の水準にあった。衝突試験結果の比較によって指摘されたように、乗員拘束装置の特性を見直す必要がある。また、大きな客室変形が負荷されると下腿の挙動が不自然になること、下肢傷害が高速度衝突でも極めて小さいことから、客室変形の負荷方法を検討する必要がある。解析モデル改良の過程で、より多くの衝突条件における衝突試験結果を用いることも求められる。次に、車両相互衝突の結果が含まれないことが示されたので、衝突データベースの拡充が必要である。さらに、より根本的に、傷害解析においても有限要素モデルを用いることが考えられる。車両モデルに乗員有限要素モデルを着座させた衝突解析を行えば、力学的負荷と傷害値を同時に得られる。先に課題としてあげた、乗員拘束装置の特性や客室変形の負荷が現実により近くなるので、精度の向上が期待される。

(3) 衝突加速度の種類と数

衝突加速度が類似しても客室変形が類似しない場合があったが、衝突対象物の種類が限定されている場合に客室変形と ΔV の間には強い相関関係があった。このことは、何らかの方法によって衝突対象の特性を特定すれば、客室変形をより正確に推定できる可能性を示唆している。本研究の衝突解析における衝突加速度は、乗員への力学的負荷に相当するように、変形の及ばない位置において取得された。つまり、局所的な客室変形は異なる場合でも、より

後方に伝達される衝突加速度は類似したと考えられる。そこで、より前方など、複数個所の衝突加速度を利用して車両運動を多面的に分析することも必要であると考えられる。また、客室変形は 3 次元的に発生するので、車両の左右方向や回転運動を分析することも有効と考えられる。このように、扱う加速度情報が増える場合にも、あらかじめデータベースを作成して、その分析に基づいて傷害予測式を導出するという本研究の手法を応用できる。

(4) 傷害予測精度の検証

本研究において傷害予測精度の検証に用いた事例は、ほぼ全て低速度衝突、軽傷の事例であった。AACN では重傷の検出が重要であるので、「軽傷を誤って重傷と予測しなかった」では検証といえない。本研究では車体損傷から衝突加速度の特徴を推測するという手法によって検証事例を増やす試みを示したが、軽傷の事例が増えるという結果に終わった。事故状況を詳細に記録するミクロ事故調査は、実施が極めて困難で、本研究において実施することはできなかった。日本国内では主に公益財団法人交通事故総合分析センターが実施しているが、研究・開発目的であっても公開は限定的である。公開・利用には社会的な理解が必要である。

(5) 傷害リスクカーブの検討

本研究の傷害予測式は、解析に基づいて導出した傷害値と衝突加速度の関係と、傷害値と傷害発生確率の関係を定める傷害リスクカーブによって、最終的に導出される。したがって、予測精度には傷害リスクカーブの影響も含まれる。この傷害リスクカーブは、第 5.2 節で述べたように、その信頼性が疑わしいまま広く用いられているのが現状である。これに変わる傷害リスクカーブを定めるには、生体実験や実際の傷害例が大量に必要であるが、極めて困難である。これは、長らく傷害メカニクス分野での重要な課題である。

(6) 社会的な理解

AACN が普及して、本研究の成果が交通事故被害の低減に貢献するまでには、社会的な理解が不可欠である。これは上述の課題よりも困難な課題かもしれない。まず、傷害予測精度の検証に必要な事故データは、個人情報保護の観点から公開されていない。AACN の実現も、事故情報が運転者の個人情報であるという懸念などにより、指針や法の整備が進んでいない。一方、第 1 章で紹介したように、欧米では着実に AACN の実現が進んでいる。メイドインジャパンの代名詞の一つが自動車なのだから、安全政策でも日本が世界を先んじるようになることを期待している。また、2011 年 3 月の東日本大震災の津波被害や原発事故は、安全をめぐる技術への社会的責任を改めて示した。事故を想定した対策への関心が高まりつつあることも、AACN への実現に向けた追い風と期待している。

謝 辞

学部 4 年生として研究室に配属されて以来 6 年にわたり指導して下さいました，東京工業大学名誉教授 宇治橋貞幸先生に，心より感謝します．留学，共同研究や学会発表など，様々な機会を与えてくださり，多大なる影響を受けました．

東京工業大学大学院情報理工学研究科情報環境学専攻准教授 宮崎祐介先生には，研究室の先輩，指導教員として大変お世話になりました．博士課程の最後の一年に，多くの助言を下さり，学位取得の山を乗り越えることができました．

本論文の審査員を務めて下さいました，同教授 天谷賢治先生，木村康治先生，笹島和幸先生，同大学院理工学研究科機械制御システム専攻教授 伊能教夫先生に感謝の意を表します．

三菱自動車工業株式会社開発本部安全技術部の浅田浩之氏，栗野正浩氏，伊藤敬一氏，奥山敏郎氏，鈴木弘之氏，深谷敬氏に感謝いたします．解析モデルを提供し，実車衝突実験を実施して下さいました．このことは，それまで宇治橋研究室において行われていた自動車の傷害予測研究には無かったことであり，本研究の衝突形態を考慮するという独自性を見出す端緒となりました．また，同社同部安全開発の皆さまにも感謝いたします．インターンシップ中に，私を暖かく迎えて下さいました．

宇治橋研究室において，自動車事故の傷害予測研究に携われた学生の皆様に感謝します．彼らの研究の蓄積が，本論文の基礎となったことをここに記します．特に，坪内博之氏による衝突形態判別手法に関わる貢献は，特筆すべきものでした．

田中克昌助教，竹元さつき事務補佐員に，心より感謝します．研究室生活の様々な面で，大変お世話になりました．

最後に，私の長い学生生活を常に支援してくれた父片桐千仞，母洋子に感謝します．また，常に励ましてくれた平田創氏に感謝します．

2013 年 2 月
片桐 麻衣佳